

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE

Faculté des sciences appliquées
Département de génie mécanique

APPROCHE MODERNE DE CONCEPTION ET D'ANALYSE DE
DURABILITÉ D'UN CHÂSSIS DE MOTONEIGE

Mémoire de maîtrise ès sciences appliquées
Spécialité : génie mécanique

YANNICK BOIVIN

Sherbrooke (Québec), CANADA

Avril 1999

RÉSUMÉ

Afin de répondre au marché actuel, la conception des véhicules terrestres doit engendrer des véhicules légers, durables, ayant un faible coût de fabrication ainsi qu'un cycle de développement rapide. Avec ces critères de conception, il devient important de minimiser le poids structural et d'optimiser l'utilisation de nouveaux matériaux performants. Dans ce contexte, l'analyse de durabilité représente une partie intégrale et essentielle au processus de conception de ce type de véhicule [39]. En fait, une conception basée sur un critère de fatigue permet d'obtenir des concepts plus réalistes et souvent mieux optimisés [32]. L'arrivée de ces critères de conception a donc motivé l'industrie du transport terrestre à se tourner vers des méthodes modernes de conception et d'analyse par ordinateur. Dans le cas de l'analyse de durabilité, plusieurs références [3, 24, 30, 32, 38, 42, 68] présentent la façon dont ces nouvelles méthodes s'appliquent et s'intègrent dans le domaine des véhicules routiers. Toutefois, un vide est à combler pour les véhicules récréatifs hors route comme les motoneiges.

L'objectif principal de ce projet de recherche était donc de démontrer l'application et le potentiel de l'approche moderne de conception et d'analyse de durabilité de l'industrie du transport terrestre sur un châssis de motoneige de la compagnie Bombardier inc. Les méthodes modernes utilisées pour réaliser l'analyse de durabilité sont la méthode des éléments finis (MEF) et un processus d'analyse en fatigue basé sur la méthode la plus utilisée dans l'industrie du transport terrestre, l'approche locale. Dans le cas des joints soudés, c'est la méthode S-N qui est appliquée. La MEF permet de réaliser la première étape de l'analyse de durabilité, soit l'analyse structurale. Cette dernière a pour but de valider la rigidité globale des modèles d'éléments finis et de déterminer sur ceux-ci les contraintes et déformations des régions propices à la rupture par fatigue. Dans ces endroits critiques, la dernière étape est réalisée, soit l'analyse en fatigue. La vie en fatigue de ces régions est évaluée à l'aide de la méthode correspondant à la région analysée (avec ou sans soudure).

REMERCIEMENTS

Je souhaiterais transmettre mes plus sincères remerciements et ma plus vive reconnaissance à l'organisme, la compagnie et aux personnes suivantes pour leur soutien et leur précieuse collaboration tout au long de la réalisation de ce projet de recherche :

Monsieur François Charron, mon directeur de recherche, sans qui ce projet n'aurait pas vu le jour. Son expérience inégalée, son soutien et ses très judicieux conseils m'ont permis de mener à bon port ce projet et d'accomplir avec réussite une étape importante de mon cheminement professionnel.

La compagnie Bombardier inc. division des produits récréatifs, et particulièrement Messieurs Jérôme Wubbolts et Marc Legros pour leur expérience, leur dévouement et leur support technique qu'ils m'ont offerts durant tout ce projet.

Le Conseil de recherches en sciences naturelles et en génie du Canada (CRSNG) pour m'avoir accordé une bourse d'études supérieures pour ma maîtrise.

Patrik Doucet, Hugues Nélisse, Michel Tournour ainsi que les membres du Groupe d'Acoustique et vibrations de l'Université de Sherbrooke (GAUS) pour leur amitié, leur appui et les conseils pertinents qu'ils m'ont donnés tout au long de cette recherche.

Je souhaite finalement transmettre toute ma gratitude à ma famille et à mes amis qui ont su me comprendre et m'appuyer dans cette aventure. Je dédie ce mémoire aux êtres les plus précieux que la vie m'a donnés, mon père et ma mère.

Table des matières

1	INTRODUCTION	1
2	ÉTAT DES CONNAISSANCES	3
2.1	Introduction	3
2.2	La conception en fatigue	6
2.2.1	Philosophies de conception en fatigue	6
2.2.2	Méthodes de conception et d'analyse en fatigue	9
2.3	L'approche moderne de conception et d'analyse de durabilité	18
2.3.1	Analyse structurale	19
2.3.2	Analyse en fatigue	22
2.4	L'analyse en fatigue basée sur l'approche locale	23
2.4.1	Analyse locale contrainte-déformation	25
2.4.2	Analyse du dommage	28
3	OBJECTIFS	33
3.1	Objectif principal	33
3.2	Objectifs secondaires	33
4	MÉTHODOLOGIE	34
4.1	L'essai physique	34
4.1.1	Châssis	34
4.1.2	Banc d'essai	35
4.1.3	Problèmes observés	37
4.2	La modélisation	37
4.2.1	Modélisation géométrique du châssis	39
4.2.2	Modélisation par éléments finis du châssis	46
4.3	L'analyse	51
4.3.1	L'analyse structurale	52
4.3.2	L'analyse en fatigue	54

5 ANALYSES ET RÉSULTATS	59
5.1 L'analyse structurale	59
5.1.1 Premier modèle éléments finis	59
5.1.2 Deuxième modèle éléments finis	71
5.1.3 Troisième modèle éléments finis	79
5.2 L'analyse en fatigue	85
5.2.1 Régions critiques sans soudure	87
5.2.2 Régions critiques avec soudure	93
CONCLUSION	97
Bibliographie	100

Liste des figures

1	Approche moderne de conception et d'analyse de durabilité	5
2	Processus de réalisation de produit (PRP)	6
3	(a) Concentration de contraintes locales induites par la soudure. (b) Contrainte <i>hot spot</i> [62]	12
4	Graphique du $\log \Delta\sigma/2$ vs $\log 2N_f$ [20]	14
5	Graphique du $\log \Delta\varepsilon^p/2$ vs $\log 2N_f$ [20]	15
6	Contraintes résiduelles dans une soudure à chanfrein [8]	17
7	Modèle global d'un bras de suspension [3]	21
8	Modèle local d'une région critique du bras de suspension [3]	22
9	Procédure de l'analyse en fatigue en initiation de fissures	23
10	Chargement complexe proportionnel [32]	25
11	Châssis de la motoneige	36
12	Système de bras de suspension du banc d'essai	36
13	Points d'attache du châssis sur le banc d'essai	37
14	Fissures dans la tôle d'aluminium 5052-H36 à l'avant du <i>bulk head</i> . . .	38
15	Fissure dans la tôle d'aluminium 5052-H36 au dégagement droit de l'arbre de renvoi	38
16	Radiateurs (1) et attaches avant (8) sous le tunnel du châssis	41
17	Attache siège (2) et attaches réservoir (3) sur le tunnel du châssis . . .	41
18	Support de direction (4) et protecteur (5)	42
19	Support bras de pivot (6) et guides de barre coulissante (7)	42
20	Appui-pied (9)	44
21	Support de l'appui-pied (10)	44
22	Attaches d'amortisseurs (11), supports verticaux (12) et renforts de coin (13)	45
23	Modèle géométrique global du châssis	45
24	Chevauchement entre le <i>bulk head</i> et le tunnel du châssis	46
25	Modèle d'éléments finis des bras du système de suspension	48
26	Carter du châssis	49

27	Modèle d'éléments finis du châssis	50
28	Chargement appliqué	50
29	Points de mesure des déplacements statiques	53
30	Déplacement statique du premier modèle EF sous la force maximale appliquée en B	60
31	Déplacement statique du premier modèle EF sous la force maximale appliquée en A	60
32	Fissures dans la tôle d'aluminium 5052-H36 à l'avant du <i>bulk head</i> . . .	62
33	Fissure dans la tôle d'aluminium 5052-H36 au dégagement droit de l'arbre de renvoi	63
34	Régions critiques du premier modèle EF sous la force en B	65
35	Région critique au joint avant de la bretelle en acier du premier modèle EF sous la force en B (affichage en mode «Element»)	67
36	Régions critiques du premier modèle EF sous la force en A	68
37	Cordons de soudure intérieurs au dégagement droit de l'arbre de renvoi	70
38	Deuxième modèle EF du châssis	72
39	Régions critiques du deuxième modèle EF sous la force en B	74
40	Régions critiques du deuxième modèle EF sous la force en A	75
41	Régions critiques du deuxième modèle EF sous la force en A (<i>top</i>) . . .	76
42	Troisième modèle EF de l'ensemble structural	79
43	Modélisation des cordons de soudure entre les supports verticaux et la tôle des parois du <i>bulk head</i>	86
44	Dégagement droit de l'arbre de renvoi	87
45	<i>Flanging</i> [75]	89
46	Variables correspondantes au <i>stretch flanging</i> [75]	90
47	Exemple de distribution des contraintes résiduelles (ligne pleine) suivant l'épaisseur d'une tôle suite à une opération de <i>bending</i> [69]	90
48	Fissurations observées sur la paroi gauche du <i>bulk head</i>	91
49	Distribution du rapport de contraintes au dégagement droit de l'arbre de renvoi	92

50	Fissures dans la tôle d'aluminium 5052-H36 à l'avant du <i>bulk head</i> . . .	94
----	--	----

Liste des tableaux

1	Tableau comparatif des incertitudes de chacune des méthodes d'analyse en fatigue des soudures	19
2	Propriétés mécaniques de l'aluminium 5052-H36	35
3	Composantes structurales du châssis non modélisées	40
4	Composantes structurales modifiées	43
5	Propriétés cycliques en fatigue de l'aluminium 5052-H32 (tôle)	57
6	Constantes des critères de fatigue de l'Aluminum Association [1] et du code de la British Standards Institution [10]	58
7	Déplacements statiques du premier modèle EF	61
8	Erreurs des déplacements statiques du premier modèle EF	61
9	Rapports maximaux de contraintes dans les régions critiques du côté gauche du premier modèle EF (force en B)	64
10	Rapports maximaux de contraintes dans les régions critiques du côté droit du premier modèle EF (force en A)	69
11	Déplacements statiques du deuxième modèle EF	73
12	Erreur des déplacements statiques du deuxième et premier modèle EF .	73
13	Rapports maximaux de contraintes dans les régions critiques de la tôle d'aluminium 5052-H36 du côté gauche (force en B)	77
14	Rapports maximaux de contraintes dans les régions critiques de la tôle d'aluminium 5052-H36 du côté droit (force en A)	77
15	Déplacements statiques du troisième modèle EF	80
16	Erreur des déplacements statiques du troisième et deuxième modèle EF	80
17	Déplacements statiques aux points d'attache du troisième modèle EF .	81
18	Erreur des déplacements statiques du troisième modèle EF incluant l'effet du jeu de 0.1mm au carter	82
19	Vie en fatigue des régions critiques de la tôle d'aluminium 5052-H36 du côté gauche (force en B)	88

20	Vie en fatigue de la région critique de la tôle d'aluminium 5052-H36 du côté droit (force en A)	88
21	Vie en fatigue des deux joints soudés situés à l'avant du <i>bulk head</i> . . .	94
22	Vie en fatigue des deux joints soudés situés à l'avant du <i>bulk head</i> (nouvelle analyse)	96

1 INTRODUCTION

Dans le passé, et malheureusement encore aujourd'hui, la conception en ingénierie demeure souvent un processus d'essais et erreurs. Dans le cas de l'analyse de durabilité, un ensemble d'essais itératifs en fatigue sur plusieurs prototypes est réalisé jusqu'à ce que les spécifications de conception soient respectées. De plus, lorsqu'elle est considérée, cette analyse est généralement intégrée dans les dernières phases du processus de réalisation de produit. Par conséquent, lorsqu'un problème majeur est identifié, les modifications à apporter pour le résoudre entraînent souvent des ressources matérielles et opérationnelles dispendieuses ainsi qu'une augmentation du temps de développement. Cette façon de faire engendre donc un processus qui peut s'avérer long et coûteux et où il est difficile d'obtenir des structures optimisées.

Étant donné que les véhicules terrestres sont soumis au phénomène de fatigue, l'industrie du transport n'échappe pas toujours à ce type de conception. Afin d'y remédier, cette industrie a décidé de s'intéresser et de se tourner progressivement vers une nouvelle approche de conception et d'analyse de durabilité assistées par ordinateur. Bien qu'un grand nombre de références [3, 24, 30, 32, 38, 42, 68] présentent la façon dont de cette approche moderne s'applique et s'intègre dans le domaine des véhicules routiers, un manque est à combler pour les véhicules récréatifs hors route comme les motoneiges.

Considérant ceci, il apparaît nécessaire de combler ce vide. Par conséquent, l'objectif principal de ce projet de recherche est de démontrer l'application et le potentiel de cette approche moderne pour la conception et l'analyse de durabilité d'un châssis de motoneige.

Le corps de ce mémoire est composé de quatre chapitres. En premier lieu, le chapitre 2 dresse l'état des connaissances sur les notions qui seront reprises dans les chapitres subséquents. Au chapitre 3, les objectifs de ce projet de recherche sont clairement définis. Le chapitre 4 expose la méthodologie utilisée pour mettre en oeuvre l'application de l'approche moderne de conception et d'analyse de durabilité sur le châssis de motoneige. Par la suite, le chapitre 5 présente les résultats obtenus et les analyses qui

en découlent. Finalement, la conclusion de ce projet ainsi que diverses perspectives de recherches sont présentées.

2 ÉTAT DES CONNAISSANCES

2.1 Introduction

La conception des véhicules terrestres dans l'industrie du transport n'est pas une tâche facile, car l'environnement auquel sont soumises ces structures, est très diversifié, variable et souvent mal défini : géomorphologie du terrain, humidité, température, excitation mécanique et acoustique du moteur, etc. De plus, les conditions de services des véhicules dépendent grandement de leur utilisation.

D'un point de vue conception structurale, cet environnement engendre deux types de chargement : statique et dynamique. À chacun est associé des analyses et des critères de dimensionnement particuliers. Dans le premier cas, où les charges sont indépendantes du temps et le domaine d'analyse est linéaire, le dimensionnement repose souvent sur des critères d'effondrement statique. Pour les matériaux ductiles, les critères d'écoulement de Tresca et de von Mises sont généralement utilisés tandis que, pour les matériaux fragiles, ce sont les critères de rupture de Mohr et Mohr modifié. Dans le second cas, ce n'est pas aussi simple. En fait, les charges dynamiques vont générer des vibrations dans la structure. Le type de vibrations influencera l'analyse et le critère de dimensionnement utilisés. Les vibrations peuvent être transitoires, harmoniques ou aléatoires. Ces vibrations peuvent entraîner la rupture de la structure due à la fatigue du matériau sous la variation cyclique des contraintes induites. Bien que la majorité des charges dynamiques appliquées sur un véhicule terrestre soient aléatoires, il semble que l'application de celles-ci démontrent une certaine périodicité puisque la fatigue est le mode de rupture le plus fréquent [27, 40]. En fait, le *National Bureau Standards* [55] montre que 75% des ruptures sont reliées à la fatigue. Comme les structures de ces véhicules comportent un grand nombre de zones très propices à la fatigue (joints soudés et boulonnés), il est normal que la rupture par fatigue soit si considérable. Dans ce contexte, le critère de dimensionnement est la durée de vie en fatigue de la structure pour des niveaux de chargements donnés.

De plus, afin de répondre au marché actuel, la conception des véhicules terrestres

doit engendrer des véhicules légers, durables, ayant un faible coût de fabrication ainsi qu'un cycle de développement rapide. Avec ces critères de conception, il devient important de minimiser le poids structural et d'optimiser l'utilisation de nouveaux matériaux performants. Dans ce contexte, l'analyse de durabilité représente une partie intégrale et essentielle au processus de conception de ce type de véhicule [39]. En fait, une conception basée sur un critère de fatigue permet d'obtenir des concepts plus réalistes et souvent mieux optimisés [32].

L'arrivée de ces critères de conception a motivé l'industrie du transport à se tourner vers des méthodes modernes de conception et d'analyse assistées par ordinateur, développées en grande partie dans les années 70 et 80. Dans le cas de la durabilité, ces méthodes sont la simulation cinématique et dynamique d'un véhicule, la modélisation de sa structure par la méthode des éléments finis (MEF) et l'évaluation du dommage en fatigue à l'aide de modèles de la réponse locale du matériau. Comme le montre la figure 1, le rôle de la simulation cinématique et dynamique [9] est de prédire le comportement du véhicule et les charges dynamiques appliquées sur sa structure et ses composantes. Avec l'aide des charges dynamiques et statiques, l'analyse par éléments finis permet de déterminer les régions propices à la rupture par fatigue ainsi que les contraintes et déformations présentes. Dans ces endroits critiques, l'analyse en fatigue détermine la durée de vie de la structure étudiée. Comme le mentionnent plusieurs références [3, 12, 16, 39, 40], cette technologie s'avère être un outil efficace et productif pour la conception et le développement des véhicules terrestres.

Malgré le potentiel de ces méthodes modernes d'analyse, le défi d'aujourd'hui est d'arriver à intégrer efficacement ces méthodes prédictives dans le processus de conception utilisé par l'industrie du transport. Pour qu'elles soient bénéfiques, ces méthodes prédictives doivent être intégrées dans les premières phases du processus de réalisation de produit (PRP) afin de prévenir le plus tôt possible les problèmes de fatigue [3, 16, 30, 39, 41, 42]. Comme le montre la figure 2, ces phases sont la conception préliminaire et détaillée. Dans la conception préliminaire, les méthodes prédictives ont pour but de procurer un premier dimensionnement souvent grossier. Les analyses sont peu détaillées et

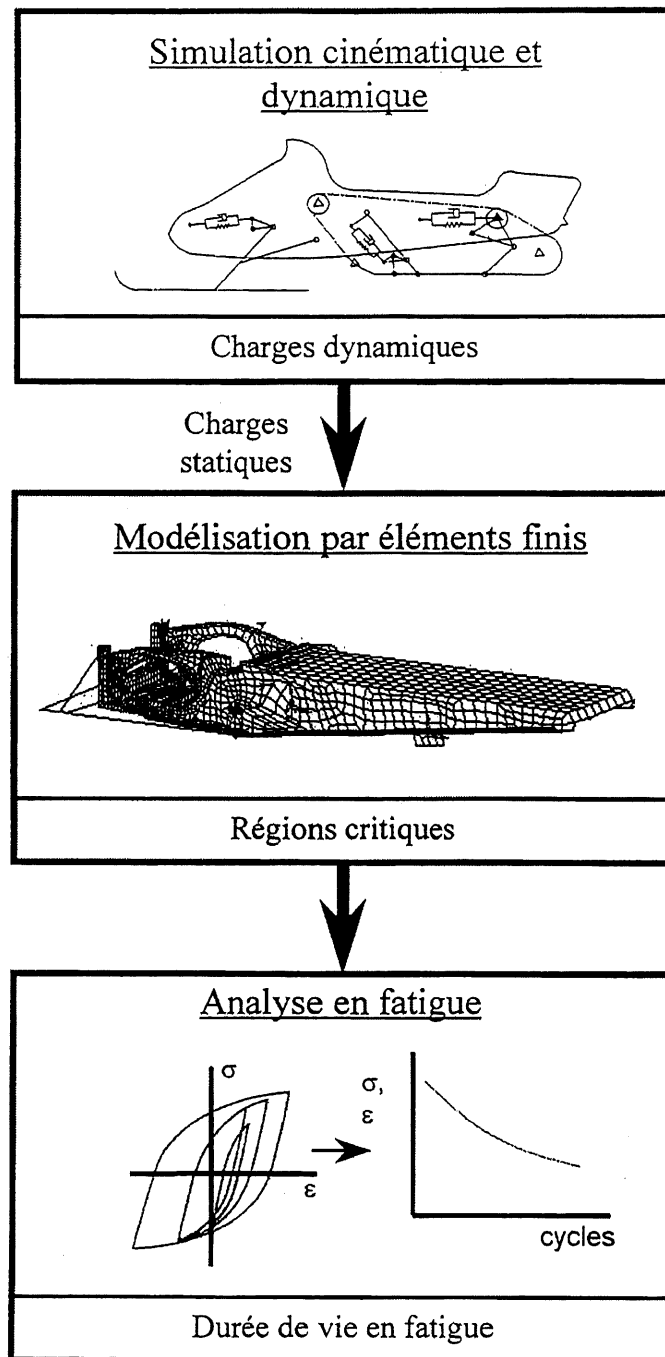


FIGURE 1: Approche moderne de conception et d'analyse de durabilité

donnent un ordre de grandeur des paramètres recherchés (forces dynamiques, contraintes-déformations, vie en fatigue). Par contre, dans la conception détaillée, le but de ces méthodes est d'obtenir un dimensionnement final avant d'entamer la pré-production. Les analyses doivent être précises afin que la vie en fatigue soit la plus réaliste possible.

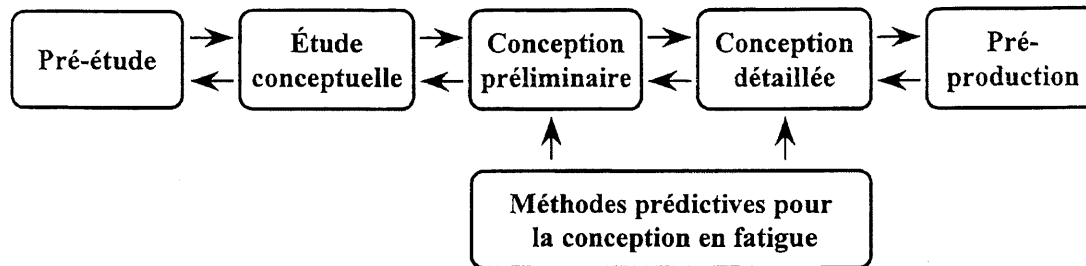


FIGURE 2: Processus de réalisation de produit (PRP)

Étant donné l'importance de la fatigue dans l'industrie du transport et du potentiel des méthodes modernes de conception et d'analyse, les sections qui suivent présenteront, dans un premier temps, un aperçu général de deux concepts très importants en fatigue : la philosophie de conception et la méthode de conception et d'analyse. Par la suite, l'approche moderne de conception et d'analyse de durabilité sera expliquée. Finalement, il sera question de la méthode d'analyse en fatigue la plus utilisée dans l'industrie du transport, l'approche locale.

2.2 La conception en fatigue

La conception en fatigue repose sur deux concepts très importants : la philosophie de conception et la méthode de conception et d'analyse. En fait, la première étape d'une conception en fatigue est de déterminer la philosophie de conception à adopter.

2.2.1 Philosophies de conception en fatigue

La philosophie de conception est la base de la conception et de l'analyse en fatigue. Elle détermine le but de la conception et oriente le choix de la méthode de conception et d'analyse à utiliser pour atteindre ce but. En d'autres mots, elle est le critère

de conception en fatigue. Voici donc les six philosophies de conception possibles en fatigue [20, 27, 62].

1. **Vie infinie (*infinite life*)** : Si les contraintes appliquées sont toujours inférieures à la limite d'endurance en fatigue du matériau de la structure, la rupture ne devrait jamais se produire et la vie est dite infinie. Toutefois, ce ne sont pas tous les matériaux qui possèdent une limite d'endurance bien définie. Les contraintes de conception en fatigue pour une vie infinie sont basées sur les contraintes normales maximales d'opérations.
2. **Vie sécuritaire (*Safe-life*)** : La conception est pour une durée de vie finie. En fait, la contrainte ou la déformation de conception permise est celle à laquelle on s'attend qu'il y aura rupture dans la durée de vie escomptée. Dans ce contexte, le terme rupture signifie qu'il y a initiation d'une fissure visible. Les codes et manuels de spécifications structurales [1, 10, 13] sont généralement basés sur cette philosophie.
3. **Rupture sécuritaire (*Fail-Safe*)** : Cette approche, développée par l'industrie avionique, permet la propagation d'une fissure. Toutefois, la conception de la structure est telle que sa fissuration, ou même la rupture d'une de ses composantes, n'entraînera pas la rupture totale de celle-ci. Ce type de conception nécessite généralement des données sur la ténacité à la rupture et les caractéristiques de propagation de fissures du matériau utilisé. De plus, des inspections doivent être faites afin d'assurer un suivi de la structure.
4. **Tolérance au dommage (*Damage tolerant*)** : Cette philosophie est un raffinement de la rupture sécuritaire. Utilisée conjointement avec cette dernière, cette philosophie assume que la période d'initiation de fissures est nulle. En fait, elle suppose qu'il existe une fissure, due à la fabrication ou la fatigue, à un endroit critique de la structure. La longueur initiale de la fissure correspond à la longueur la plus grande qui ne peut être détectée par les méthodes d'inspection. Cette approche nécessite des analyses en mécanique de la rupture et des inspections périodiques afin de vérifier l'état et la propagation de la fissure. Elle est surtout

de mise pour les matériaux ayant un faible taux de propagation et une ténacité à la rupture élevée.

5. **Vie totale (*Total life*)** [19] : Cette philosophie intègre les phases d'initiation et de propagation de fissures en fatigue afin d'estimer la vie totale de la structure. Elle permet d'identifier si la phase d'initiation ou de propagation est courte. En fait, une structure qui a une courte vie en initiation de fissures est techniquement peu avantageuse (inspections fréquentes, corrosion...) même si sa phase de propagation est très longue. D'un autre côté, une courte vie en propagation implique que la rupture peut se produire soudainement avant même qu'on est pu détecter la fissure.
6. **Pratique courante (*Good practice*)** : Cette philosophie de conception se base sur des pratiques qui, au cours des années, ont démontrées leur efficacité pour la résistance en fatigue. Cette approche s'avère utile lorsque des données techniques des autres méthodes de conception ne sont pas disponibles.

La philosophie de conception utilisée influence directement le dimensionnement d'une structure. Par exemple, la conception d'une structure basée sur une philosophie de vie infinie engendrera un concept beaucoup plus conservateur, robuste et lourd que celui provenant d'une approche de vie sécuritaire ou de tolérance au dommage. Plus le concept est conservateur, plus il est surdimensionné et plus sa masse peut devenir importante. Dans des domaines comme l'aérospatiale, où la masse doit être minimisée, le choix de la philosophie de conception en fatigue à utiliser est crucial.

En ce qui concerne l'industrie des véhicules terrestres, la philosophie de conception utilisée est la vie sécuritaire, car [39] :

- les véhicules sont produits en grande quantité et leur conception doit favoriser la faisabilité de fabrication et le coût ;
- les structures incluent un grand nombre de composantes dont la variabilité est importante ;
- les conditions de service des véhicules varient énormément avec l'utilisation ;
- les véhicules ne sont pas sujets à des inspections structurales régulières.

2.2.2 Méthodes de conception et d'analyse en fatigue

Une fois que la philosophie de conception est connue, la deuxième étape consiste à choisir la ou les méthodes de conception et d'analyse correspondantes. Ces méthodes permettent de déterminer la durée de vie en fatigue d'une structure. En se basant sur les références [19, 20, 62], les méthodes correspondantes à la philosophie de la vie sécuritaire sont la méthode S-N, la contrainte *hot spot* et l'approche locale.

Méthode S-N

Cette méthode est la plus utilisée. Elle est très répandue dans les codes et manuels de spécifications structurales [1, 10, 13] pour l'analyse des joints soudés et boulonnés, et de certaines pièces ayant des formes géométriques particulières. Elle est basée sur l'analyse élastique linéaire. En fait, elle relie la variation d'une contrainte nominale élastique $\Delta\sigma_n$ à un nombre de cycles N. La contrainte nominale peut être axiale, de flexion ou de cisaillement. Le choix dépend du chargement appliqué. Cette contrainte est dite nominale, car elle est déterminée à l'aide des relations élémentaires de la résistance des matériaux et évaluée hors des zones de concentration de contraintes. La courbe qui relie $\Delta\sigma_n$ et N est obtenue à partir d'essais expérimentaux. Il est à noter qu'elle est indépendante des différents types d'alliage d'un matériau. Dans bien des codes, cette courbe correspond à une probabilité de survie de 97.7% ou d'échec de 2.3% des échantillons testés. L'échec signifie la rupture de ceux-ci. Il est généralement assumé que cette rupture correspond à une initiation de fissures dans une structure réelle [25].

L'avantage majeure de cette méthode est qu'elle est simple et rapide à utiliser. Il suffit de sélectionner la courbe qui correspond le mieux à la situation étudiée. En fait, le choix de la courbe dépend de :

- la direction de la contrainte principale maximale appliquée ;
- l'arrangement géométrique et les proportions de la pièce ou du joint (soudé ou boulonné) ;

- et le lieu potentiel de l'initiation de fissures. Dans le cas des joints soudés, les zones critiques à considérer sont le métal de base à proximité du cordon de soudure, la fin et la racine de ce dernier.

La forme analytique de la courbe est :

$$\Delta\sigma_n = AN^{-1/m} \quad (1)$$

où A et m sont des constantes correspondant au choix précédent. Comme cette courbe provient d'essais réels, elle inclut tous les effets de fabrication tels que les contraintes résiduelles, le fini de surface et les mauvais alignements. De plus, les concentrations de contraintes dues à la géométrie de la pièce, au joint et à la soudure sont inclus.

Tant que la pièce ou le joint analysés correspondent bien à ceux qui se trouvent dans les codes et manuels, la précision de la durée de vie obtenue est assez bonne. Toutefois, si ce n'est pas le cas, de grandes erreurs dans l'estimation de la vie peuvent apparaître. Des faibles différences géométriques peuvent causer de grandes différences dans la contrainte locale et, par conséquent, dans la résistance en fatigue de la pièce ou du joint [62]. De plus, les alliages n'ont pas tous les mêmes propriétés et la grandeur des contraintes résiduelles et la forme d'un cordon de soudure varient grandement avec les conditions de fabrication. Comme autres inconvénients, cette méthode ne permet pas de considérer la plasticité et les mécanismes de fatigue. Elle se limite au domaine des hauts cycles en fatigue, c'est-à-dire $> 10^5$ cycles par exemple, pour les structures en aluminium.

Contrainte *hot spot*

Le concept de la contrainte *hot spot* a été introduit, au départ, pour l'analyse en fatigue des joints tubulaires soudés des structures côtières en acier [36]. Depuis, son utilisation s'est répandue à d'autres applications soudées en acier [59]. Toutefois, cette méthode est très peu utilisée pour les joints soudés en aluminium.

Dans cette méthode, deux paramètres sont nécessaires pour évaluer la vie en fatigue :

une courbe de fatigue $\Delta\sigma$ -N pour un type de soudure particulier et une contrainte locale, nommée la contrainte *hot spot*. La courbe utilisée est basée sur le comportement en fatigue de la partie soudée et non pas sur celui du métal de base comme dans le cas de la méthode S-N. Par conséquent, uniquement les effets des contraintes résiduelles et de la concentration de contraintes induite par la soudure sont inclus dans la courbe. L'hypothèse qui est faite en utilisant cette dernière est que la forme du cordon de soudure ou le facteur de concentration de contrainte est toujours le même. Pour ce qui est de la contrainte *hot spot* σ_{hs} , elle est définie comme étant l'extrapolation linéaire à la base du cordon de soudure de la contrainte principale en surface, perpendiculaire à l'axe longitudinal de ce cordon [59, 68] (figure 3(b)). Cette contrainte est prise en surface, car la région critique où il y a risque de fissuration pour ce type de chargement, se trouve à la base du cordon de soudure dû à la forte concentration de contraintes (figure 3(a)). Le seul effet inclus de concentration de contraintes est celui induit par la géométrie du joint. La concentration de contraintes due à la forme de la soudure n'est pas considérée.

La contrainte *hot spot* peut être déterminée de trois façons différentes : à l'aide d'une analyse par éléments finis, de jauges de déformation ou d'un facteur structural de concentration de contraintes, K_s . Pour cette dernière, la relation est :

$$\sigma_{hs} = K_s \sigma_a \quad (2)$$

où σ_a est la contrainte nominale appliquée (voir figure 3). Cette contrainte inclut tous les effets géométriques tels qu'un mauvais alignement ou une excentricité du joint, sauf celui de la forme structurale du joint. Ce dernier effet est évalué par K_s . Pour sa part, K_s peut être obtenu à l'aide de jauges de déformation, d'une formule paramétrique, d'une analyse par éléments finis ou d'une approche itérative. Sharp et coll. [62] présentent cette approche itérative en utilisant les courbes de fatigue du manuel de l'Aluminum Association [1].

L'avantage majeure de la contrainte *hot spot* par rapport à la méthode S-N est qu'elle s'applique à toutes les géométries de joints soudés, peu importe leur complexité.

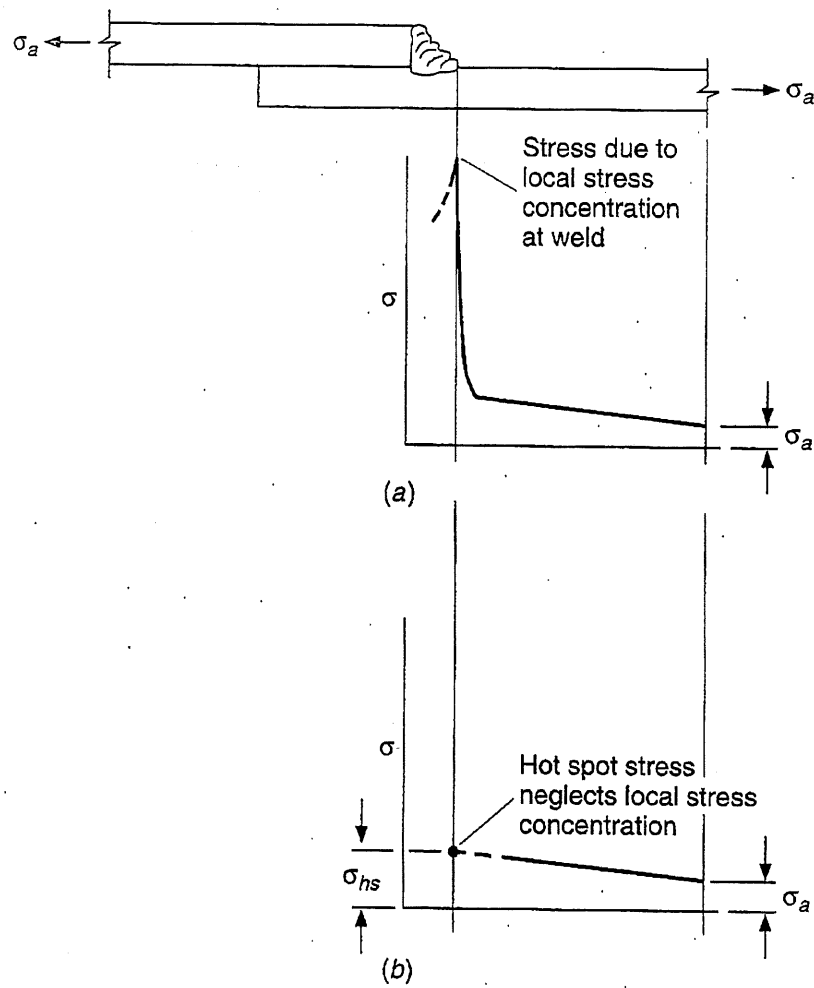


FIGURE 3: (a) Concentration de contraintes locales induites par la soudure. (b) Contrainte *hot spot* [62]

Elle permet d'évaluer convenablement l'effet de concentration de contraintes induit par la géométrie du joint analysé et non celui d'une autre géométrie plus ou moins similaire. Par conséquent, il y a une incertitude de moins dans la vie en fatigue obtenue par cette méthode. De plus, elle est très utile lorsque la structure globale est très complexe.

Malgré tout, la contrainte *hot spot* est limitée, pour l'instant, aux joints soudés. À cette limitation, s'ajoute le type de chargement appliqué. De part sa définition, le concept de la contrainte *hot spot* ne s'applique que lorsque le chargement principal est plus ou moins perpendiculaire à l'axe longitudinal du cordon de soudure. En conséquence, une soudure dont le chargement est parallèle à son axe ne peut être évaluée par cette méthode. En ce qui attrait à l'analyse, elle est moins simple et moins rapide que celle de la méthode S-N pour les joints et structures standards.

Approche locale

La simplicité de la méthode S-N repose en majeure partie sur l'utilisation d'une contrainte nominale élastique. Toutefois, dans le cas des structures ayant une géométrie et un chargement complexes, il devient difficile de déterminer une contrainte nominale représentative et une équivalence géométrique avec les standards qui se trouvent dans les codes et manuels de spécifications structurales. De plus, la plasticité dans les zones de concentration de contraintes n'est pas prise en compte. Étant donné que les fissures s'initient généralement dans ces zones, il devient important de bien comprendre les contraintes et déformations qui s'y trouvent. Afin de remédier à ces problèmes, les contraintes et déformations doivent être évaluées localement. C'est ce qu'on appelle l'approche locale.

En fait, cette approche assume qu'un petit échantillon poli sans imperfections et qu'une zone de concentration de contraintes accumuleront le même niveau de dommage et auront la même vie en initiation de fissures si l'échantillon est soumis à un chargement équivalent à celui présent dans la zone critique. Topper et coll. [72] ont démontré que cette supposition est raisonnable. Il existe deux méthodes possibles pour déterminer la

vie en fatigue à l'initiation de fissures : la contrainte locale et la déformation locale.

La contrainte locale est utilisée lorsqu'il n'y a pas de plasticité dans la région étudiée. Elle s'est avérée être une excellente méthode pour le cas où le nombre de cycles est plus grand que 10^5 . Pour calculer la vie en fatigue dans ce domaine, la relation uniaxiale proposée par Basquin [7] est utilisée. Celle-ci relie la variation de la contrainte locale $\Delta\sigma$ au nombre de renversés $2N_f$ (1 cycle \equiv 2 renversés) :

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = \sigma'_f (2N_f)^b \quad (3)$$

Les constantes σ'_f et b sont des propriétés cycliques en fatigue du matériau considéré. La première est le coefficient de résistance en fatigue. Ce coefficient représente la contrainte alternée nécessaire pour causer une rupture à $2N_f = 1$ (figure 4). La seconde, quant à elle, est l'exposant de résistance en fatigue et correspond à la pente de la droite $\log \Delta\sigma/2 - \log 2N_f$.

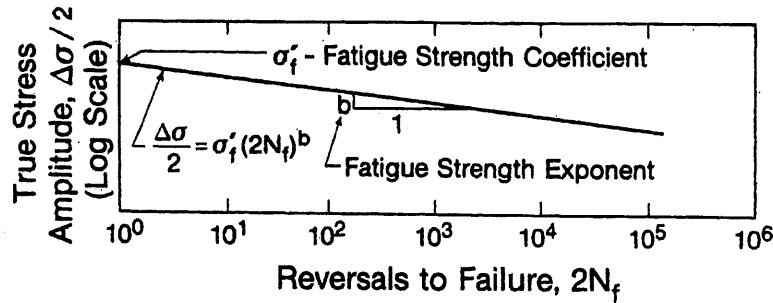


FIGURE 4: Graphique du $\log \Delta\sigma/2$ vs $\log 2N_f$ [20]

En ce qui attrait à la déformation locale, le fondement de cette méthode est basé sur le fait que le comportement d'un matériau dans une zone de concentration de contraintes où il y a de la plasticité, est mieux défini en terme de la déformation locale [20, 27, 67]. Comme cette méthode tient compte de la plasticité, la validité de celle-ci se limite aux bas cycles en fatigue ($< 10^5$).

La variation de la déformation locale comporte deux termes : un élastique, $\Delta\epsilon^e$, et

un plastique, $\Delta\varepsilon^p$. La déformation locale «totale» est la somme de ces deux termes :

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\varepsilon^e}{2} + \frac{\Delta\varepsilon^p}{2} \quad (4)$$

La partie élastique est tout simplement l'équation de Basquin (3), mais exprimée en terme de la déformation :

$$\frac{\Delta\varepsilon^e}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b \quad (5)$$

où E est le module d'Young du matériau. Pour ce qui est de la partie plastique, elle est obtenue à l'aide de la relation uniaxiale de Coffin-Manson [15, 45] :

$$\frac{\Delta\varepsilon^p}{2} = \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (6)$$

Les constantes ε'_f et c sont, respectivement, le coefficient et l'exposant de ductilité en fatigue du matériau. Comme le montre la figure 5, le coefficient est la déformation locale alternée requise pour causer la rupture à $2N_f = 1$ tandis que l'exposant est la pente de la courbe $\log \Delta\varepsilon^p/2 - \log 2N_f$. En utilisant les équations (5) et (6), la déformation

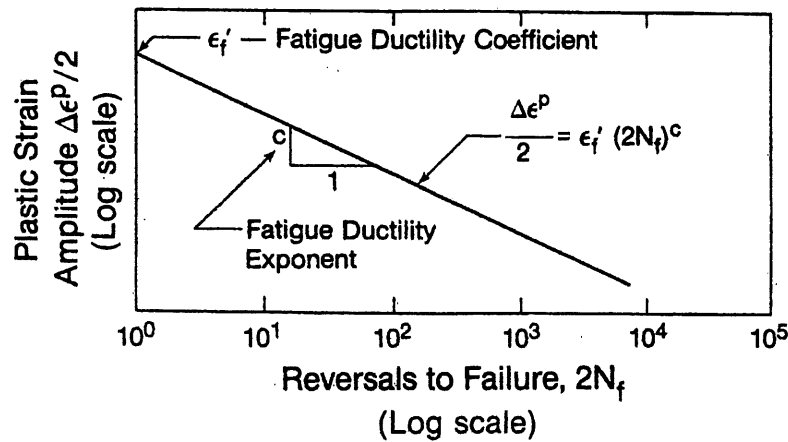


FIGURE 5: Graphique du $\log \Delta\varepsilon^p/2$ vs $\log 2N_f$ [20]

locale totale (4) s'écrit donc :

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (7)$$

Cette dernière équation est la relation uniaxiale de Coffin-Manson-Basquin.

L'avantage majeur de l'approche locale est qu'elle s'applique à tous types de géométrie et de chargement, qu'ils soient complexes ou pas. Étant donné que les contraintes et déformations sont locales, les effets de concentration de contraintes induits par la géométrie y sont inclus. Elle permet aussi de considérer les mécanismes de fatigue, la plasticité et les propriétés du matériau utilisé. De plus, elle procure d'excellents résultats lors de l'étude en fatigue des matériaux ductiles.

Malgré tous ses avantages, l'approche locale a ses petits inconvénients. L'utilisation d'une contrainte ou déformation locale plutôt qu'une simple contrainte nominale entraîne des analyses beaucoup plus laborieuses que celles de la méthode S-N. Contrairement à cette dernière, les effets de fabrication et de mise en forme ne sont pas intégrés dans les courbes de fatigue. Il faut donc les évaluer séparément. Les propriétés cycliques en fatigue ($\sigma'_f, b, \varepsilon'_f, c$) ne sont pas disponibles pour tous les types de matériaux. Présentement, les matériaux pour lesquels ces données existent, sont certains métaux de l'industrie aérospatiale et du transport. Finalement, l'approche locale n'étudie que la vie en fatigue à l'initiation de fissures. Par conséquent, la vie restante pour la propagation de fissures n'est pas incluse.

Soudure

L'approche locale peut aussi être utilisée pour évaluer la vie en fatigue des joints soudés. Elle permet d'analyser localement la zone sensible du métal de base, c'est-à-dire à la base du cordon de soudure où le gradient de concentration de contraintes est très élevé et non linéaire (voir figure 3(a)). En fait, il faut déterminer une contrainte locale qui inclut l'effet de cette concentration de contraintes. Pour ce faire, il est assumé qu'il existe un rayon fictif à la base du cordon de soudure auquel est associé un facteur de concentration de contraintes en fatigue K_f qui considère cet effet. Comme ce facteur est déterminé à partir d'une analyse linéaire élastique [78], la contrainte locale à la base de la soudure est tout simplement donnée par :

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = K_f \frac{\Delta\sigma_n}{2} \quad (8)$$

où $\Delta\sigma_n$ est la variation de la contrainte nominale élastique. Certaines références [26] remplacent la contrainte nominale par la contrainte *hot spot* et K_f par un facteur de concentration de contraintes similaire, K_w .

Étant donné que la contrainte locale est déterminée à l'aide d'une analyse linéaire élastique et que la durée de vie des joints soudés est généralement supérieure à 10^5 cycles, la vie en fatigue est évaluée à partir de la méthode de la contrainte locale. Comme la contrainte se situe à proximité de la soudure, il est très important d'inclure l'effet des contraintes résiduelles induites par le procédé de soudage lors de l'évaluation de la vie en fatigue. Leur effet est non négligeable. Comme le montre la figure 6, les contraintes résiduelles dans la direction longitudinale au cordon de soudure sont en tension et leur grandeur équivaut approximativement à la limite d'écoulement du métal de base ou d'apport [44, 67, 77]. Dans le cas des structures en aluminium, cette grandeur se situe entre 80 et 100% de la limite d'écoulement du métal de base [8, 49, 62]. Les contraintes résiduelles transversales au cordon de soudure demeurent habituellement élastiques et peuvent avoir une valeur maximale qui se situe entre 30 et 50% de la limite d'écoulement [31]. Afin de considérer ces contraintes dans l'évaluation de la durée de

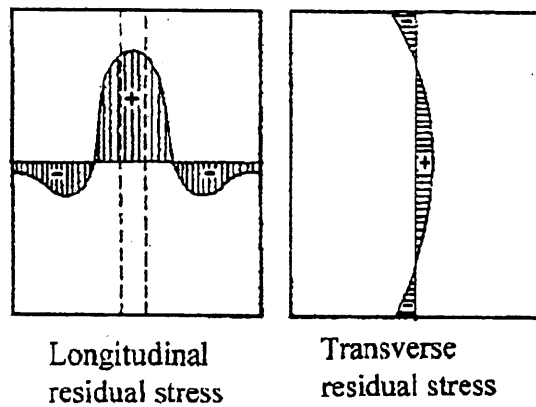


FIGURE 6: Contraintes résiduelles dans une soudure à chanfrein [8]

vie en fatigue, la relation de Basquin (3) est modifiée. Étant donné que les contraintes résiduelles sont statiques et que leur grandeur demeurent relativement constante tout au long du chargement [62], il est de pratique courante de les considérer comme une

contrainte moyenne σ_m . La relation de Basquin devient donc :

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = (\sigma'_f - \sigma_m)(2N_f)^b \quad (9)$$

Cette relation a été proposée par Morrow [52] afin d'intégrer l'effet de σ_m . Une contrainte moyenne en tension (positive) diminue la vie en fatigue tandis qu'en compression (négative), elle l'augmente.

L'approche locale permet de considérer spécifiquement les quatre facteurs qui affectent la performance en fatigue d'une soudure : les propriétés du matériau, les contraintes résiduelles, la géométrie du joint et de la soudure. Toutefois, il est difficile de prédire précisément la forme de la soudure, les propriétés du matériau et la grandeur des contraintes résiduelles après une opération de soudage. Chaque soudure réelle est unique en terme de sa forme et de ses propriétés.

Le tableau 1 compare l'approche locale à la méthode S-N et la contrainte *hot spot*. Il indique les facteurs que chaque méthode ne peut considérer avec précision et certitude. Plus le nombre de facteurs incertains est important, plus la vie en fatigue calculée possède une grande incertitude. Les méthodes sont classées, en terme d'analyse, de la plus simple à la plus complexe. Le tableau montre bien que plus une méthode nécessite des analyses complexes, plus le degré d'incertitude sur la vie calculée diminue. C'est qu'en fait, le degré de complexité est directement relié au nombre de facteurs qu'une méthode permet de considérer avec précision. Il est à noter que le seul facteur qui différencie l'approche locale de la méthode *hot spot* est la forme de la soudure. En fait, dans l'approche locale, K_f permet de considérer l'effet de la forme du cordon de soudure.

2.3 L'approche moderne de conception et d'analyse de durabilité

La conception dans l'industrie des véhicules terrestres est basée sur une philosophie de conception de vie sécuritaire. Comme cette philosophie se rapporte au domaine de l'initiation de fissures, la méthode de conception et d'analyse en fatigue doit aller dans

Facteur	S-N	<i>Hot spot</i>	Locale
1. Propriétés du matériau	X	X	X
2. Contraintes résiduelles	X	X	X
3. Géométrie du joint	X		
4. Géométrie de la soudure			
4.1 Écart avec la soudure réelle	X	X	X
4.2 Forme de la soudure	X	X	

TABLEAU 1: Tableau comparatif des incertitudes de chacune des méthodes d'analyse en fatigue des soudures

le même sens. Étant donné que les structures de ces véhicules ont des géométries et des chargements souvent très complexes, la méthode de conception et d'analyse en fatigue la plus utilisée est l'approche locale. Elle est surtout utilisée pour analyser les régions exemptes de soudures.

En excluant l'analyse cinématique et dynamique, l'approche moderne de conception et d'analyse de durabilité nécessite deux étapes : une analyse structurale et une analyse en fatigue. Dans ce qui suit, chacune des deux étapes est présentée en considérant que la méthode de conception et d'analyse en fatigue utilisée est l'approche locale.

2.3.1 Analyse structurale

L'analyse structurale consiste à évaluer les variables structurales importantes pour la conception et l'analyse en fatigue. Ces variables sont les déplacements, les forces, les contraintes et les déformations. La façon de les évaluer dépend du chargement dynamique appliqué. En fait, si le chargement est tel qu'il excite les modes vibratoires élastiques de la structure, alors l'évaluation de ces variables est faite à l'aide d'une analyse dynamique transitoire [35]. Ce type d'analyse nécessite en premier lieu l'évaluation des modes propres de la structure. Par contre, si le chargement ne sollicite pas ces modes propres, alors les variables structurales sont évaluées à l'aide d'une simple analyse statique linéaire [3, 16, 30, 32]. D'une part, un chargement statique de référence, P_{ref} , est

appliqué afin de déterminer des facteurs de pondération, V_{ref} , pour les variables désirées. Et d'autre part, la réponse temporelle de ces variables, $V(t)$, est obtenue en multipliant les facteurs précédent par le chargement dynamique appliqué, $P(t)$, c'est-à-dire :

$$V(t) = \left(\frac{P(t)}{P_{ref}} \right) V_{ref} \quad (10)$$

Dans le cas où le chargement global comporte différents chargements dynamiques $P(t)_k$ (positions d'application des charges et/ou historiques temporels différents), la réponse globale est obtenue en appliquant le principe de superposition :

$$V(t) = \sum_{k=1}^n \left(\frac{P(t)_k}{P_{ref,k}} \right) V_{ref,k} \quad (11)$$

Étant donné que l'analyse en fatigue est basée sur l'approche locale, les contraintes et déformations évaluées doivent être le plus réalistes possibles. Afin d'évaluer avec précision ces variables structurales, une modélisation basée sur une approche globale-locale a été proposée pour les structures complexes.

Approche globale-locale

Dans une approche globale-locale, l'analyse structurale par éléments finis fait intervenir deux types de modélisation : une globale et l'autre locale [3, 12, 24, 30].

Le modèle global (figure 7) permet de déterminer les régions critiques où la structure est la plus sollicitée sous les chargements appliqués. Pour ce faire, le champ de contraintes est évalué sur tout le modèle et comparé à une contrainte limite du matériau présent (résistance à la rupture ou limite d'élasticité). L'évaluation du champ de contraintes peut se faire à l'aide d'un critère d'effondrement statique tel que le critère d'écoulement de von Mises. Les régions critiques sont celles où le champ de contraintes est pratiquement équivalent ou supérieur à la contrainte limite du matériau. Dans le contexte de la durabilité, cette contrainte limite est généralement la limite d'élasticité du matériau. La taille des éléments finis utilisés pour ce modèle est souvent très grossière. À ce niveau d'analyse, la précision importe peu. Généralement, la validité du modèle est

établie à l'aide d'une corrélation globale de ses déplacements. En fait, les déplacements du modèle sont corrélés à ceux obtenus expérimentalement sur un prototype ou une structure réelle.

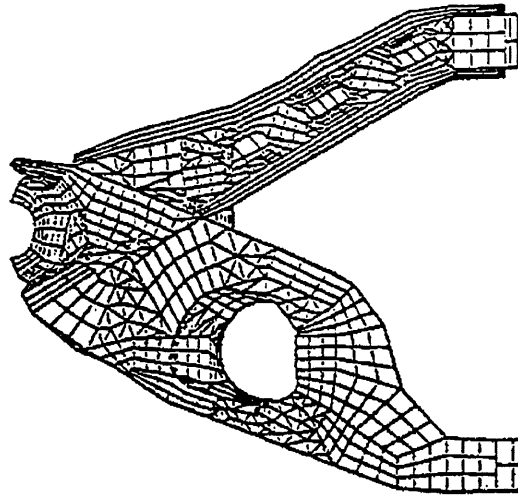


FIGURE 7: Modèle global d'un bras de suspension [3]

Le but de l'étude locale est de déterminer la durée de vie en fatigue de la structure en analysant spécifiquement les régions critiques identifiées dans le modèle global. Comme la vie en fatigue dépend des contraintes et des déformations, la précision de celles-ci est très importante. Pour ce faire, les éléments finis doivent être de petites tailles surtout dans les zones de concentration de contraintes où le gradient de contraintes varie grandement. Afin de réaliser cette modélisation, deux approches sont possibles. La première consiste tout simplement à raffiner la taille des éléments dans les régions critiques du modèle global. Cette approche est la plus simple, mais engendre souvent un temps de calcul très important. La deuxième, quant à elle, implique la génération d'un autre modèle par éléments finis de la région étudiée (figure 8). Les résultats obtenus avec le modèle global sont appliqués comme conditions frontières à ce modèle local. Trois types de conditions frontières sont possibles : les déplacements, les forces ou les déplacements-forces. Cette approche est plus complexe à mettre en oeuvre, mais engendre un temps de calcul qui est généralement moindre. Sa complexité vient du

fait qu'elle nécessite un autre modèle et un interface entre celui-ci et le modèle global de la structure. Pour assurer le lien entre ces deux modèles, il existe deux façons de faire. Dans la première, la modélisation est telle que les maillages du modèle local et du modèle global sont compatibles. Dans la seconde, les maillages sont incompatibles, mais l'interface est assurée par l'entremise de techniques particulières [60].

Une fois que la modélisation locale des régions critiques est réalisée, l'évaluation de la durée de vie peut débuter. C'est à ce niveau que l'analyse en fatigue entre en jeu.

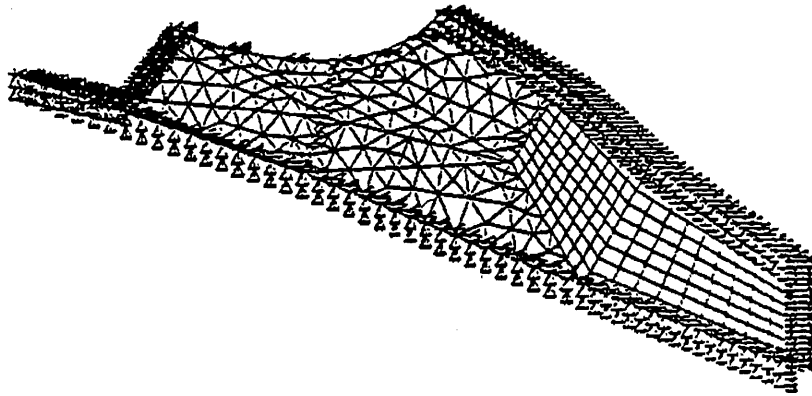


FIGURE 8: Modèle local d'une région critique du bras de suspension [3]

2.3.2 Analyse en fatigue

En se basant sur l'approche locale, l'analyse en fatigue nécessite deux étapes pour déterminer la durée de vie d'une structure : l'analyse locale contrainte-déformation et l'analyse du dommage. Comme le montre la figure 9 [67], ces étapes sont séquentielles. La première consiste à :

- évaluer précisément les contraintes et déformations locales ;
- déterminer les éléments finis possiblement critiques en fatigue ;
- déterminer l'état de contraintes de surface (uniaxial ou multiaxial, proportionnel ou non proportionnel) de ces éléments ;

En utilisant cette information, la dernière étape consiste à évaluer le dommage et lui associer une durée de vie. Si le chargement est à amplitude variable, le dommage de chaque groupe d'amplitude est cumulé pour toute la durée du chargement appliqué jusqu'à ce que le critère de rupture en initiation soit atteint. Le temps correspondant représente la vie en fatigue.

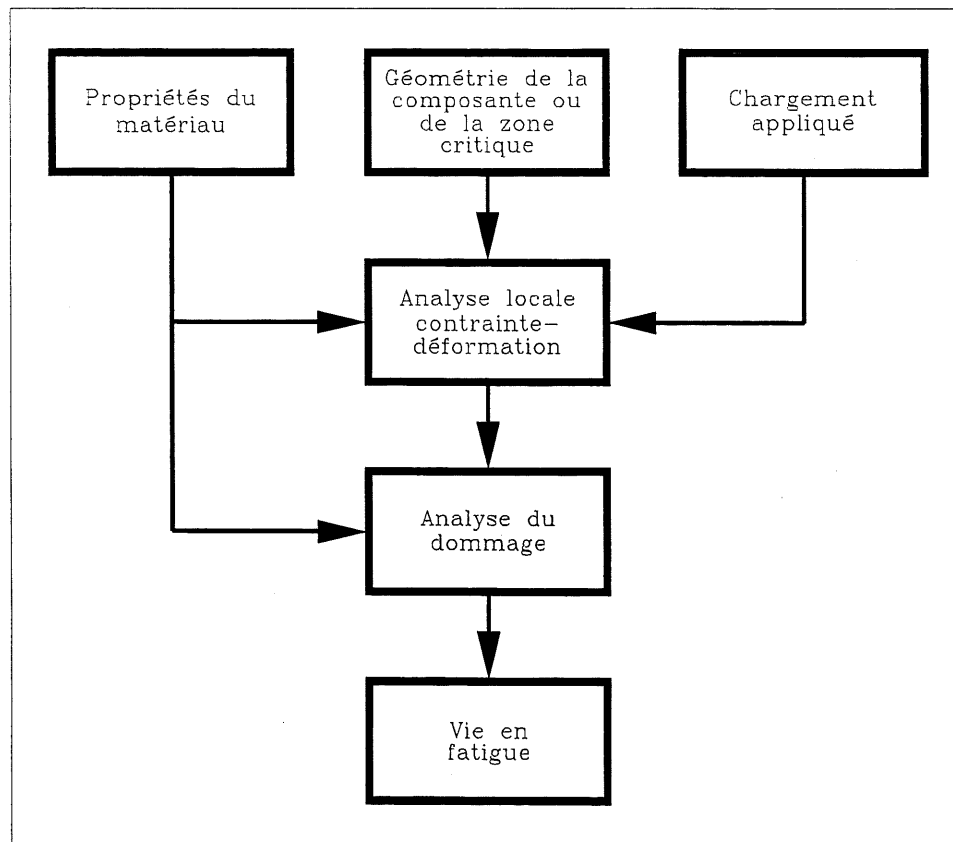


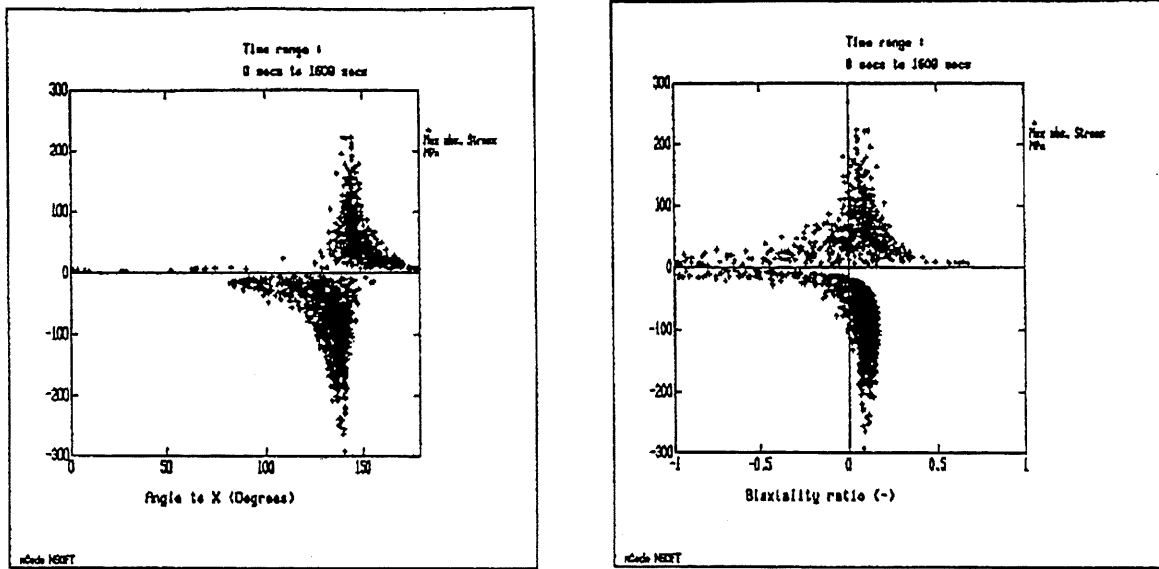
FIGURE 9: Procédure de l'analyse en fatigue en initiation de fissures

2.4 L'analyse en fatigue basée sur l'approche locale

Jusqu'ici, l'analyse en fatigue basée sur l'approche locale et la méthode des éléments finis (MEF), a été présentée très sommairement. De plus, il a été mentionné que l'approche locale, une méthode uniaxiale, est la méthode la plus utilisée dans l'industrie du transport où les chargements sont généralement multiaxiaux. Toutefois, aucune présentation détaillée n'a été élaborée sur la façon dont cette analyse en fatigue s'ap-

plique en pratique dans l'industrie du transport. Afin d'être plus explicite, cette section présente en détail tout le processus de l'analyse en fatigue basée sur l'approche locale généralisée aux chargements multiaxiaux. Comme l'approche locale se divise en deux méthodes, contrainte et déformation locale, chacune d'elles est considérée séparément dans chaque étape de l'analyse en fatigue.

En considérant la figure 9, l'évaluation d'une vie en fatigue avec la MEF nécessite deux étapes. Tout d'abord, une relation doit être établie entre les charges appliquées sur le modèle et les contraintes ou déformations locales. Par la suite, ces contraintes ou déformations doivent être reliées à une vie en fatigue. La façon de réaliser chacune des étapes dépend fondamentalement du type de chargement local présent : proportionnel ou non proportionnel. Présentement, il n'existe pas de base pour une définition pratique d'un chargement proportionnel et non proportionnel [32]. Toutefois, plusieurs références [42, 32, 33, 67] s'entendent sur le fait que si l'orientation des axes des contraintes principales $\theta_i(t)$ et que le rapport de biaxialité de ces mêmes contraintes de surface, $\sigma_2(t)/\sigma_1(t)$, demeurent relativement constants dans le temps, alors la situation est celle d'un chargement proportionnel. La contrainte $\sigma_1(t)$ est la plus grande contrainte principale en terme de valeur absolue. Dans le cas d'un chargement complexe, l'écart-type du rapport de biaxialité et celui de l'orientation des axes des contraintes principales permettent de déterminer la proportionnalité de celui-ci. Plus les écarts-types sont faibles, plus le chargement répond au critère de proportionnalité. La figure 10 montre un exemple de chargement complexe proportionnel. Cette représentation graphique permet de bien visualiser durant tout le chargement la distribution du rapport de biaxialité et celle de l'orientation de $\sigma_1(t)$ ($\theta_1(t)$) par rapport à l'axe de référence X de l'élément. La valeur moyenne du rapport de biaxialité est aussi très utile. En fait, elle permet de déterminer l'état de contraintes de surface. Si le rapport tend vers 0, alors le chargement est uniaxial, -1, en cisaillement pur et 1, equi-biaxial.



(a) $\sigma_1(t)$ vs $\theta_1(t)$

(b) $\sigma_1(t)$ vs rapport de biaxialité

FIGURE 10: Chargement complexe proportionnel [32]

2.4.1 Analyse locale contrainte-déformation

Méthode de la contrainte locale

L'évaluation des contraintes locales utiles à cette méthode est indépendante du type de chargement (proportionnel ou non proportionnel), car les contraintes sont élastiques. Le type de chargement est important seulement s'il y a de la plasticité. En fait, si un chargement est non proportionnel, uniquement le comportement de la déformation plastique est affecté. Par conséquent, la détermination de la relation charges-contraintes locales par éléments finis se fait à l'aide d'une simple analyse linéaire élastique.

Méthode de la déformation locale

Comme la méthode de la déformation locale considère la déformation élasto-plastique, deux types d'analyse par éléments finis sont possibles pour déterminer la relation

charges-déformations locales : linéaire élastique ou élasto-plastique. Le choix dépend du type de chargement local qui est présent à l'endroit analysé : proportionnel ou non proportionnel.

Dans le cas où le chargement est proportionnel, les deux types d'analyse par éléments finis peuvent être utilisés. Toutefois, sous ce type de chargement, des simplifications s'appliquent [34] et rendent l'analyse élasto-plastique moins avantageuse vu sa complexité et son long temps de calcul. Par conséquent, l'approche qui est la plus couramment utilisée est une combinaison entre l'analyse linéaire élastique et une méthode de correction élasto-plastique [3, 16, 30, 32, 33, 41, 42, 68]. Les méthodes de correction uniaxiales les plus communes sont celles de Neuber [56] et Glinka [29, 51]. La plus utilisée des deux est celle de Neuber. La relation est

$$\sigma_q^c \varepsilon_q^c = \sigma_q^e \varepsilon_q^e \quad (12)$$

Les termes de gauche sont la contrainte et la déformation équivalentes corrigées. Ceux de droite sont les mêmes paramètres équivalents, mais élastiques, provenant de l'analyse par éléments finis. La contrainte et déformation équivalentes élastiques sont obtenues à partir des critères d'écoulement statique tels que von Mises. Cette façon de faire permet de réduire un chargement multiaxial à un chargement uniaxial équivalent. Pour déterminer σ_q^c et ε_q^c , l'équation (12) est jumelée à l'équation de la courbe contrainte-déformation cyclique

$$\varepsilon_q^c = \frac{\sigma_q^c}{E} + \left(\frac{\sigma_q^c}{K'} \right)^{1/n'} \quad (13)$$

où K' et n' sont des constantes cycliques du matériau. Étant donné que Neuber et Glinka s'appliquent uniquement où l'écoulement est localisé dans une zone de concentration de contraintes, d'autres procédures ont été développées pour des régions où l'écoulement est plus distribué : Mertens-Dittmann [18] et Seeger-Beste [61].

Lorsque le chargement est multiaxial et proportionnel, Hoffmann et Seeger [34], de même que Klann et coll. [37], ont proposé des procédures pour estimer les contraintes et déformations locales à partir des contraintes et déformations linéaires élastiques.

Ces procédures sont basées sur la méthode de Neuber et le critère de von Mises. En fait, pour ces conditions de chargement, les méthodes développées pour un chargement uniaxial peuvent être utilisées, car l'orientation des axes des contraintes principales ne changent pas avec le temps [33, 67].

Pour un chargement non proportionnel, seulement l'analyse élasto-plastique peut s'appliquer. Les méthodes de correction élasto-plastique pour ce type de chargement sont encore au stade de la recherche [32]. Sous ces conditions de chargement, des procédures beaucoup plus sophistiquées qu'une simple extension des théories d'écoulement statiques doivent être utilisées pour déterminer les contraintes et déformations locales. En fait, l'analyse élasto-plastique est généralement jumelée à un modèle d'écrouissage cinématique [5, 6, 14, 28, 54] qui caractérise la réponse cyclique contrainte-déformation du matériau dans le domaine plastique.

Comptage des cycles pour un chargement à amplitude variable

Dans une analyse en fatigue, les contraintes et déformations locales d'un chargement temporel à amplitude variable doivent être transformées en terme de nombre de cycles, d'amplitudes et de contraintes moyennes afin d'évaluer le dommage fait par chaque groupe de cycles. Pour ce faire, la méthode qui est la plus utilisée et suggérée par un grand nombre de références [1, 10, 19, 67, 62], est la méthode uniaxiale de comptage *Rainflow* proposée pour la première fois par Matsuishi et Endo [46]. Depuis, d'autres versions et méthodes uniaxiales du même type ont été développées. Récemment, Wang et Brown [73] ont proposé une version multiaxiale pour les chargements non-proportionnels. La méthode *Rainflow*, ou tout autre équivalente, est un outil essentiel, car elle permet de déterminer et d'inclure les cycles majeurs dans l'évaluation du dommage. Dans les cas de charges très irrégulières dans le temps, ces cycles majeurs influencent le niveau des contraintes locales moyennes des cycles à plus faible amplitude et causent des effets de sur-déformation qui, à leur tour, agissent sur le dommage fait par les cycles mineurs [19].

2.4.2 Analyse du dommage

Évaluation du dommage

L'évaluation du dommage est fonction de deux éléments importants : le critère de fatigue dommage-vie et le paramètre du dommage à utiliser dans celle-ci. Tous deux dépendent eux aussi si le chargement est proportionnel ou non.

Méthode de la contrainte locale

Dans le cas de la méthode de la contrainte locale, le paramètre du dommage est l'amplitude de la contrainte $\sigma_a (= \Delta\sigma/2)$. Ce paramètre est relié au critère de fatigue correspondant, c'est-à-dire la relation de Basquin (3)

$$\sigma_a = \sigma'_f (2N_f)^b$$

Comme cette relation est uniaxiale, un chargement multiaxial et proportionnel est réduit à un chargement uniaxial équivalent par l'entremise des critères d'écoulement statique. De ce chargement équivalent, un paramètre du dommage est associé, $\sigma_{a,q}$. Les paramètres équivalents les plus communs sont la contrainte principale maximale, Tresca et von Mises. Sines [63] a proposé une méthode pour déterminer un chargement uniaxial équivalent. Sa méthode est basée sur le critère de von Mises. Si le chargement équivalent possède une contrainte moyenne $\sigma_{m,q}$, celle-ci doit être intégrée dans le critère de fatigue afin de considérer son effet. Pour ce faire, deux options sont possibles. La première est d'utiliser tout simplement la relation de Morrow (9)

$$\sigma_{a,q} = (\sigma'_f - \sigma_{m,q})(2N_f)^b$$

La deuxième est basée sur l'utilisation d'un paramètre effectif qui contient l'effet de la contrainte moyenne. Les paramètres les plus courants sont ceux de Goodman et

Smith/Watson/Topper [65] :

$$\text{Goodman :} \quad \sigma_{a,eff} = \sigma_{a,q} \left(\frac{S_{ut}}{S_{ut} - \sigma_{m,q}} \right) \quad (14)$$

$$\text{Smith/Watson/Topper :} \quad \sigma_{a,eff} = \sqrt{\sigma_{a,q}(\sigma_{a,q} + \sigma_{m,q})} \quad (15)$$

La constante S_{ut} est la résistance à la rupture en tension du matériau. Pour calculer la durée de vie, ces paramètres sont jumelés à la relation de Basquin.

Bien que cette façon de faire soit simple à appliquer, elle ne considère pas la nature directionnelle du dommage en fatigue. De plus, les paramètres basés sur les théories d'écoulement statiques, comme ceux de Tresca et de von Mises, sont insensibles à la contrainte normale octaédrale ou hydrostatique. En fait, il a été démontré que cette contrainte influence la vie en fatigue [4, 20]. La vie est réduite lorsque la contrainte hydrostatique est en tension et augmentée lorsqu'elle est en compression.

Pour considérer la nature directionnelle de la fatigue qui veut que les fissures de surface s'initient sur le plan de la contrainte de cisaillement maximale τ_{max} , d'autres critères de fatigue ont été proposés. La forme générale de ces critères est

$$\tau_{max} + f(\sigma_n) = 0 \quad (16)$$

où $f(\sigma_n)$ est une fonction qui dépend de la contrainte normale au plan de cisaillement maximal. En fait, il a été démontré que σ_n influence la vie en fatigue. Les critères les plus connus sont ceux de Findley [23] et McDiarmid [47]. L'avantage de cette approche est qu'elle est sensible à la contrainte hydrostatique. Sines [64] et Crossland [17] ont remplacé σ_n par la contrainte hydrostatique. Dans ce cas, τ_{max} est substituée par la contrainte de cisaillement octaédrale. Les critères de fatigue de la forme de (16) se nomment des critères de « plan critique ».

Lorsque le chargement est multiaxial et non proportionnel, il n'existe pas actuellement de consensus sur l'approche la plus adéquate [67]. Les critères sont très variés. Certains sont basés sur l'approche de la contrainte uniaxiale équivalente [70] tandis que d'autres utilisent la notion du plan critique [48].

Méthode de la déformation locale

Pour la méthode de la déformation locale, le dommage est associé à l'amplitude de la déformation ε_a . Toutefois, que ce dernier soit proportionnel ou non, multiaxial ou uniaxial, la majorité des relations déformation-vie sont basées sur l'équation uniaxiale de Coffin-Manson-Basquin (7)

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma'_f}{E}(2N_f)^b + \varepsilon'_f(2N_f)^c$$

Généralement, l'effet de la contrainte moyenne est pris en compte en utilisant soit la relation de Morrow (9) soit le paramètre du dommage de Smith/Watson/Topper adaptés à la méthode de la déformation locale. En fait, ils sont intégrés à la relation de Coffin-Manson-Basquin. Celle-ci devient donc

$$\text{Morrow :} \quad \varepsilon_a = \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E}(2N_f)^b + \varepsilon'_f(2N_f)^c \quad (17)$$

$$\text{Smith/Watson/Topper :} \quad \sigma_{max}\varepsilon_a E = (\sigma'_f)^2(2N_f)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f E(2N_f)^{b+c} \quad (18)$$

où $\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a$.

Lorsque le chargement est proportionnel, la même approche que pour la contrainte locale, est mise en oeuvre. En fait, pour un chargement multiaxial, le paramètre du dommage est associé à l'amplitude d'une déformation équivalente uniaxiale $\varepsilon_{q,a}$. Les paramètres uniaxiaux les plus utilisés sont les déformations principale maximale, équivalente (von Mises) et maximale en cisaillement (Tresca). Mowbray [53] a proposé une relation qui permet de considérer l'effet de la contrainte hydrostatique.

Lorsque le chargement est non proportionnel, l'orientation des axes des contraintes principales n'est plus fixe, mais varie dans le temps. Dans ce cas-ci, le comportement directionnel du dommage en fatigue devient très important. Afin de considérer cet aspect, des méthodes basées sur la notion de plan critique sont utilisées. En fait, ces méthodes calculent le dommage sur différents plans particuliers par l'entremise d'un critère déformation-vie [5, 11, 21, 43, 74] auquel est associé un paramètre du dommage. Le plan critique est défini comme étant le plan ayant le plus de dommage accumulé.

Cette approche du plan critique a été proposée par Brown et Miller [11]. Un grand nombre de critères sont basés sur leurs travaux et ont la forme suivante :

$$\gamma_{max} + g(\varepsilon_n) = 0 \quad (19)$$

γ_{max} est la déformation de cisaillement maximale et ε_n , la déformation normale au plan de cisaillement maximal. Comme pour la méthode de la contrainte locale, cette approche est sensible à la contrainte hydrostatique.

Pour la prédiction d'une vie sous un chargement multiaxial, que le chargement soit proportionnel ou non, il est à noter qu'il n'existe pas une méthode, un critère ou un paramètre du dommage qui s'est avéré le plus approprié peu importe la situation analysée [22, 66, 71]. Tout dépend du type de chargement multiaxial local et du matériau considéré.

Cumul du dommage pour un chargement à amplitude variable

Pour un chargement à amplitude variable, une fois que le dommage est évalué pour chaque groupe d'amplitude, le dommage total doit être cumulé pour toute la durée du chargement. Pour ce faire, la loi de Palmgren-Miner [50, 58] est la plus utilisée :

$$\sum_{j=1}^k \left(\frac{2n}{2N_f} \right) = 1 \quad (20)$$

La constante n est le nombre de cycles pour chacun des k groupes d'amplitude. Son utilisation si répandue est dû au fait qu'elle est linéaire, simple et qu'elle procure généralement de bons estimés. Pourtant, cette loi possède un problème majeur : elle ne tient pas compte de la séquence de chargement. Sous un chargement à amplitude variable, la séquence des diverses amplitudes induit des nonlinéarités dans l'accumulation du dommage [57]. De plus, Socie [66] mentionne que les cycles à faible amplitude d'un chargement causent beaucoup plus de dommage que celui estimé par cette loi. Des règles d'accumulation nonlinéaires ont été proposées. Toutefois, comme elles n'ont pas été vérifiées sur un assez grand nombre de matériaux et de types de chargement,

aucune ne peut s'avérer être une meilleure alternative. En attendant, Dowling [19] mentionne que la loi de Palmgren-Miner peut être employée à condition que le comptage des cycles et les effets des très grandes déformations et de la contrainte locale moyenne soient considérés convenablement.

3 OBJECTIFS

Ce chapitre présente les divers objectifs poursuivis par ce projet de recherche. Dans un premier temps, l'objectif principal est formulé. Par la suite, les objectifs secondaires viennent préciser comment il sera possible d'atteindre l'objectif principal.

3.1 Objectif principal

Compte tenu de la problématique qui se dégage de l'état des connaissances, l'objectif principal de ce projet de recherche est de démontrer l'application et le potentiel de l'approche moderne de conception et d'analyse de durabilité de l'industrie du transport terrestre sur un châssis de motoneige de la compagnie Bombardier inc.

3.2 Objectifs secondaires

Le premier objectif secondaire est de modéliser par éléments finis le comportement structural du châssis de motoneige lorsqu'il est soumis à un chargement particulier sur un banc d'essai. Le comportement structural se définit en terme des déplacements et du champ de contraintes. Le second objectif est de prédire la vie en fatigue de la structure par l'entremise d'une analyse en fatigue. Cette dernière est basée principalement sur la méthode de l'approche locale. Le troisième objectif consiste à valider la réponse de la structure à l'aide de résultats expérimentaux existants. Cette validation repose sur les déplacements et la durée de vie de la structure. Le dernier objectif, quant à lui, est de proposer des recommandations pour la conception et la modélisation future de ce type de structure.

4 MÉTHODOLOGIE

Le chapitre qui suit présente la méthodologie utilisée pour mener à bien le projet de recherche. Il est divisé en trois sections : l'essai physique, la modélisation et l'analyse. La première section présente la structure réelle du châssis, les composantes expérimentales du banc d'essai ainsi que les problèmes observés lors des essais de fatigue. La seconde expose l'approche utilisée pour la modélisation géométrique et par éléments finis du châssis. La dernière, quant à elle, présente la procédure adoptée pour l'analyse structurale et en fatigue.

Avant d'élaborer en détail le contenu de la méthodologie, il est important de mentionner que dans le cadre de ce projet de recherche, aucun essai expérimental n'a été réalisé. Par conséquent, toutes les propriétés mécaniques statiques et cycliques des matériaux du châssis proviennent de diverses références. De plus, tous les résultats expérimentaux utilisés pour la validation structurale et en fatigue proviennent de la compagnie Bombardier inc. Cette dernière possédait déjà ces données. Elles ont été obtenues lors d'essais antérieurs à ce projet de recherche.

4.1 L'essai physique

Ce projet de recherche consiste à simuler par éléments finis le comportement d'un châssis de motoneige soumis à un essai de fatigue. Avant d'entamer la modélisation, il est important de prendre connaissance des paramètres qui interviennent lors de l'essai physique, c'est-à-dire le châssis et le banc d'essai. De plus, les problèmes observés en fatigue doivent être considérés. En fait, ce qui est important de connaître, c'est l'endroit où ils surviennent. Cette donnée permet de simplifier et d'orienter la modélisation.

4.1.1 Châssis

La figure 11 présente le châssis de la motoneige de la compagnie Bombardier inc utilisé dans ce projet de recherche. La structure mère du châssis est fabriquée à partir de tôles d'aluminium 5052-H36 de 1.3 à 2.58 mm d'épaisseur. Les propriétés mécaniques

moyennes de cet aluminium sont présentées dans le tableau 2. Ces propriétés statiques proviennent de la référence [2]. Il est supposé que l'aluminium de la structure réelle possède ces propriétés mécaniques et qu'il est isotrope.

Résistance à la rupture	Limite d'élasticité	Module d'élasticité	Module d'élasticité en cisaillement	Coefficient de poisson
S_{ut}	S_y	E	G	ν
MPa	MPa	GPa	GPa	
275	240	69.3	25.9	0.33

TABLEAU 2: Propriétés mécaniques de l'aluminium 5052-H36

Le châssis de la motoneige se divise en deux grandes parties. La première est la partie avant du châssis soit (A) sur la figure 11. Elle se nomme le *bulk head*. C'est à cet endroit que le moteur se fixe. La deuxième est le tunnel (B) de la motoneige. Sa section en forme de U et sa longueur imposante permettent à la chenille d'y prendre place.

La figure 11 indique aussi où se situe le côté gauche et droit du châssis. Cette notion permet de faciliter la localisation sur le châssis et sera utilisée à maintes reprises dans les sections et le chapitre suivants.

4.1.2 Banc d'essai

Les composantes du banc d'essai se divisent en deux groupes : celles qui chargent le châssis et celles qui le fixent en place.

Les composantes qui permettent d'appliquer le chargement sont l'actionneur et le système de bras de suspension. La charge provient de l'actionneur. Ce dernier est un appareil qui permet de générer une charge cyclique à déplacement ou à force contrôlés. La tige de l'appareil est fixée au système de bras articulés qui simulent les bras de suspension de la motoneige (figure 12). Les deux points de fixation possibles de la tige sont notés A et B sur la figure 12. Les bras, quant à eux, sont liés au châssis par l'entremise de différents types de joints. Ils transmettent donc la charge au châssis.

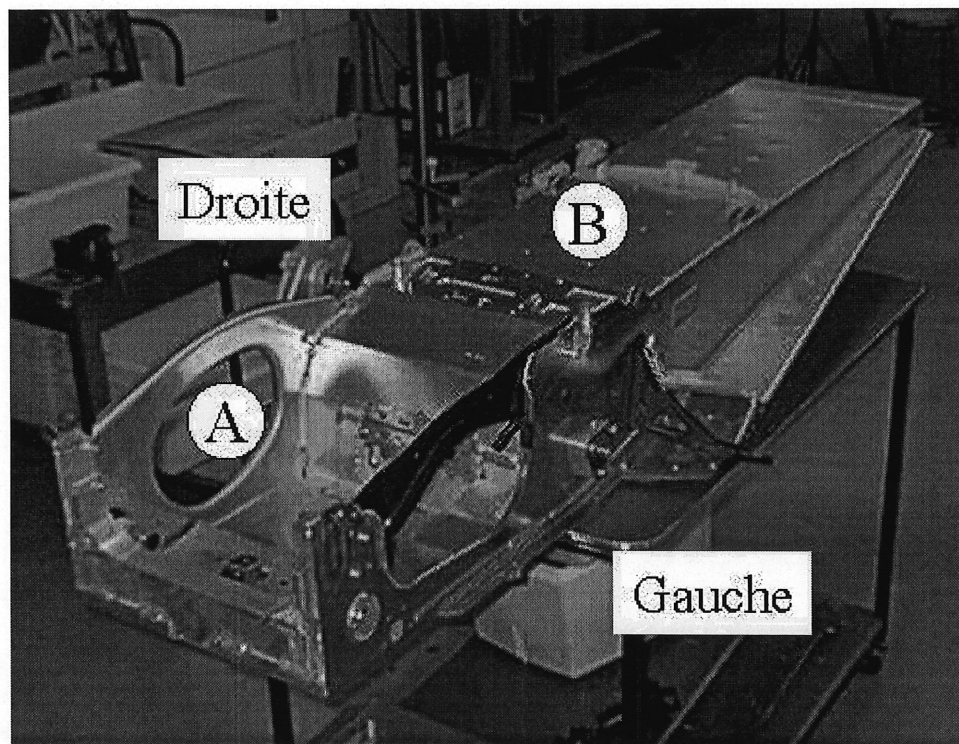


FIGURE 11: Châssis de la motoneige

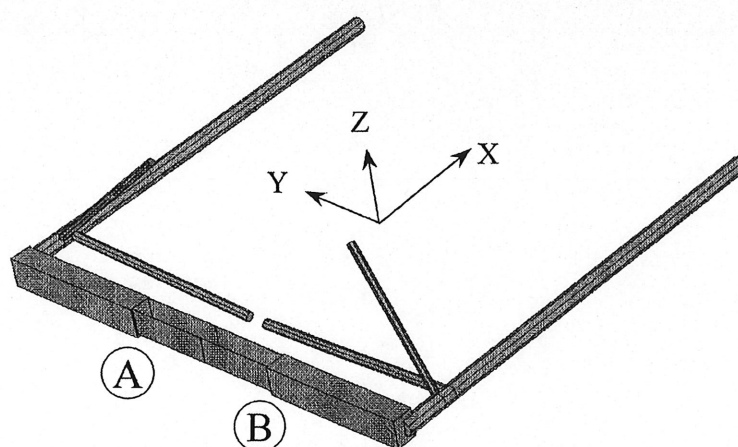


FIGURE 12: Système de bras de suspension du banc d'essai

Le châssis est fixé sur deux bases en acier, une en avant et l'autre en arrière, qui sont vissées solidement dans un gros bloc rigide en acier. La base avant maintient le châssis par les points d'attache E et F tandis que la base arrière le fixe uniquement par le point d'attache G (figure 13). Ces points d'attache s'appliquent de chaque côté du châssis.

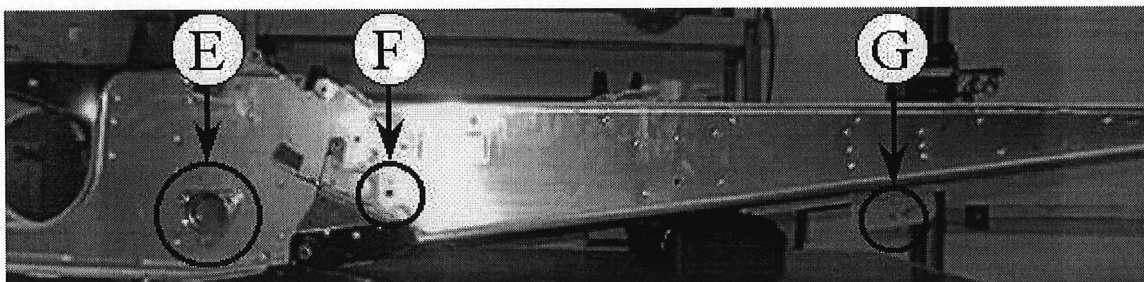


FIGURE 13: Points d'attache du châssis sur le banc d'essai

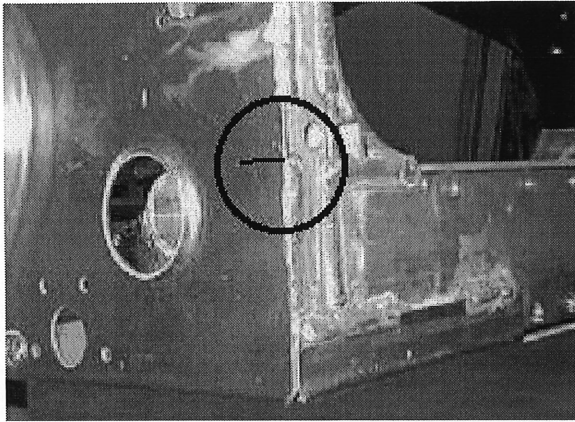
4.1.3 Problèmes observés

Lors des essais de fatigue, quelques fissures ont été observées. Toutes ces fissures se situaient sur le *bulk head*, en bonne partie à l'avant de celui-ci. Un bon nombre de fissures prenaient origine dans un cordon de soudure ou à proximité. Toutes les fissures qui n'étaient pas situées directement dans un cordon de soudure, avaient lieu dans la tôle d'aluminium 5052-H36 de la structure mère du châssis.

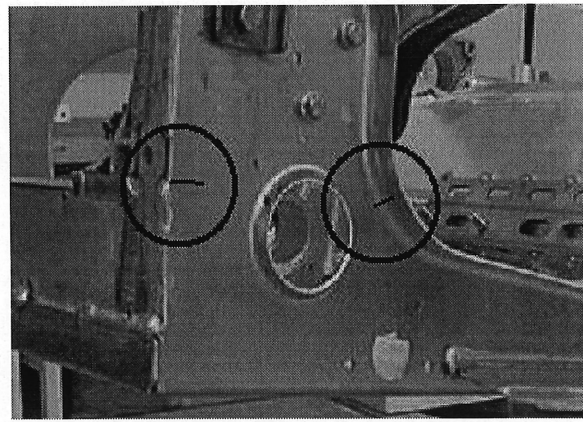
Dans le cadre de ce projet de recherche, les régions qui sont à surveiller, sont montrées sur les figures 14 et 15. Dans chacune de ces régions, la position et l'orientation de la fissure observée expérimentalement sont présentées. Lors de l'analyse structurale du modèle éléments finis, ces régions seront comparées à celles prédites par le modèle.

4.2 La modélisation

La modélisation du châssis est réalisée à l'aide du logiciel I-DEAS version 5 de SDRC Corp. Ce logiciel permet de faire la modélisation géométrique et par éléments finis, le calcul et l'analyse des résultats.



(a) Côté droit



(b) Côté gauche

FIGURE 14: Fissures dans la tôle d'aluminium 5052-H36 à l'avant du *bulk head*

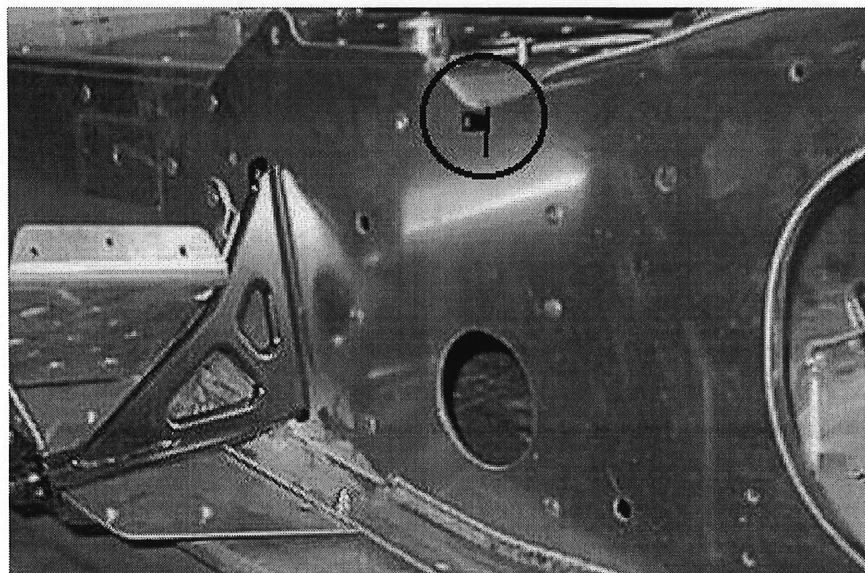


FIGURE 15: Fissure dans la tôle d'aluminium 5052-H36 au dégagement droit de l'arbre de renvoi

4.2.1 Modélisation géométrique du châssis

Le modèle géométrique du châssis est basé sur les dessins CAD de Bombardier inc. Ces dessins volumiques ont été créés sur le logiciel Euclid. Afin de les importer dans I-DEAS, les fichiers correspondants ont été générés en format IGES. Toutefois, comme l'importation ne s'est pas avérée fructueuse à 100%, le châssis a dû être dessiné à nouveau sur I-DEAS à partir des dessins de Bombardier inc. Ces derniers ont donc servi de patron pour la création du modèle géométrique sur I-DEAS.

Pour mener à bien la modélisation géométrique du châssis, plusieurs simplifications et hypothèses sont imposées. La première simplification porte sur la rigidité structurale. En fait, certaines composantes du châssis ne sont pas modélisées, car leur influence sur la rigidité structurale globale du châssis est jugée trop faible. Les critères utilisés pour la sélection des composantes sont les suivants :

1. la géométrie ;
2. le matériau ;
3. la fixation sur le châssis ;
4. l'emplacement sur le châssis par rapport au chargement, aux points de fixation sur le banc d'essai et aux zones problèmes en fatigue.

La rigidité d'une composante est directement reliée à sa géométrie et son matériau. Pour une même géométrie, une composante en acier sera plus rigide qu'en aluminium. Le mode de fixation (boulons, soudures, rivets) et le nombre de points ou de surfaces d'attache jouent aussi sur la rigidité. Ces trois premiers critères se rapportent à l'aspect physique et mécanique de la rigidité structurale d'une composante. Le dernier critère, quant à lui, est propre aux conditions frontières imposées à la structure globale du châssis. Ce critère est basé sur les observations des essais physiques de la compagnie Bombardier. Premièrement, ces essais ont montré que seulement le *bulk head* du châssis subissait un déplacement considérable. Tout l'arrière du châssis, c'est-à-dire le tunnel, avait un déplacement nul. En fait, comme les attaches au banc d'essai sont disposées sur presque toute la longueur du tunnel, il va de soit que le mouvement global de ce dernier et de ses composantes ne soit pas prédominant. Ce qui veut dire que les

composantes situées sur le tunnel ont très peu d'influence sur le mouvement global du châssis. Toutefois, dans le cas du *bulk head*, l'effet structural de ses composantes peut être très important étant donné le mouvement qu'il subit. Et deuxièmement, comme les fissures observées en fatigue se trouvent sur le *bulk head*, la présence des composantes de ce dernier peu s'avérer primordiale. En fait, si une composante est près d'une zone où il y a eu fissuration, elle a de forte chance d'influencer le champ de contraintes qui s'y trouve.

En se basant sur ces critères, le tableau 3 présente les composantes du châssis qui ne sont pas incluses dans le modèle géométrique global du châssis. À chacune des composantes, le ou les critères qui justifient cette décision sont mentionnés. De plus, une brève explication est apportée à chacun des critères afin de motiver sur quelle base, l'effet global de la rigidité structurale de la composante est faible.

#	Composante	Figure	Critères	Explication
1	Radiateurs	16	4	Emplacement peu influent
2	Attache siège	17	1, 4	Petite pièce. Emplacement peu influent
3	Attaches réservoir	17	1, 4	Petite pièce. Emplacement peu influent
4	Support de direction	18	1, 4	Petite pièce. Emplacement peu influent
5	Protecteur	18	1, 2, 3	Petite pièce. Aluminium. Peu fixée
6	Support bras de pivot	19	1, 4	Petite pièce. Emplacement peu influent
7	Guides de barre coulissante	19	1, 4	Petites pièces. Emplacement peu influent

TABLEAU 3: Composantes structurales du châssis non modélisées

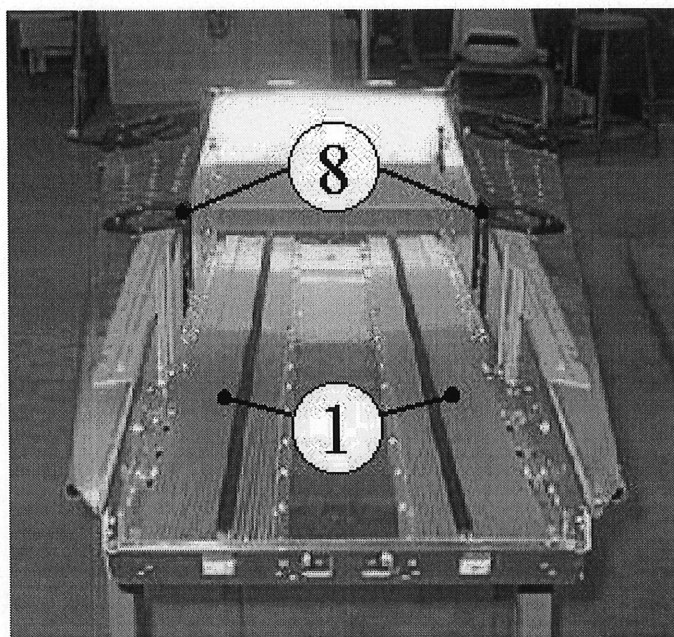


FIGURE 16: Radiateurs (1) et attaches avant (8) sous le tunnel du châssis

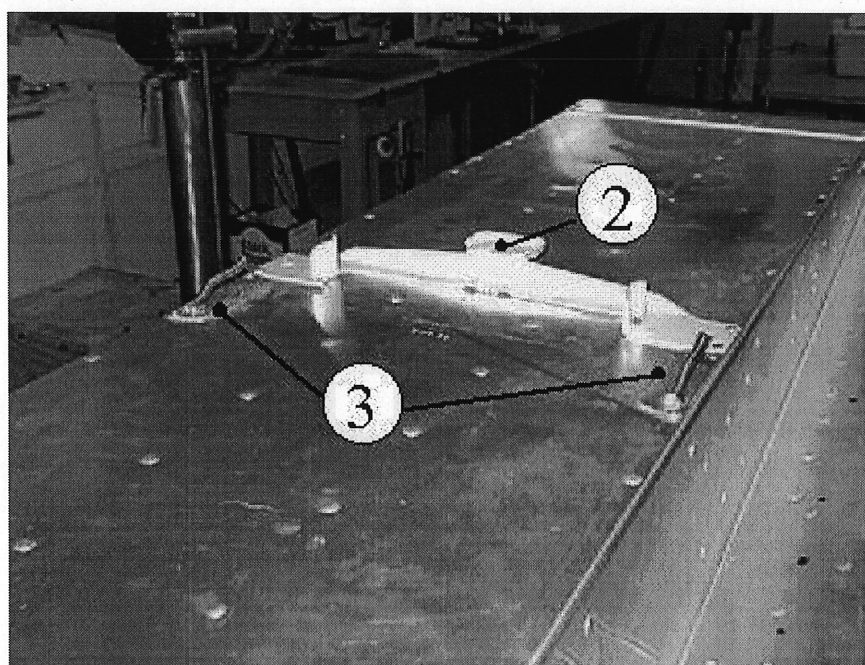


FIGURE 17: Attache siège (2) et attaches réservoir (3) sur le tunnel du châssis

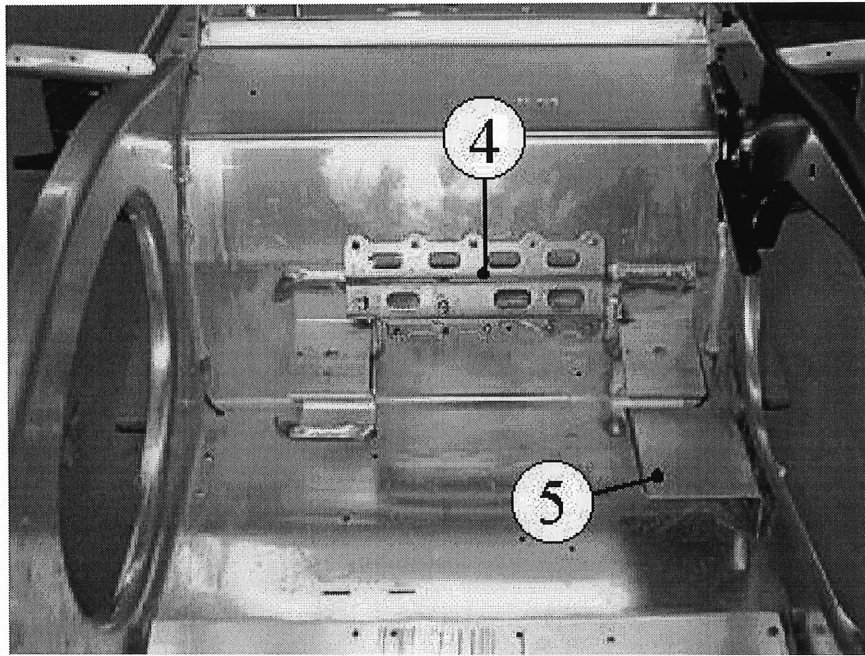


FIGURE 18: Support de direction (4) et protecteur (5)

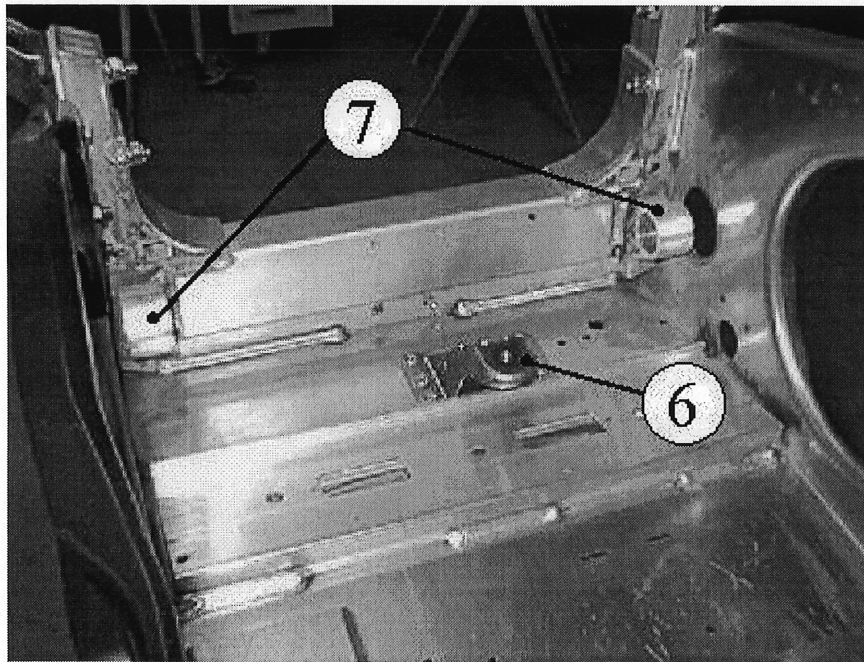


FIGURE 19: Support bras de pivot (6) et guides de barre coulissante (7)

La deuxième simplification porte sur la modélisation par éléments finis. Afin de faciliter la génération des maillages sur le modèle géométrique, deux simplifications sont apportées. Premièrement, tous les trous de positionnement des boulons et des vis sont éliminés du modèle. Également, tous les trous qui servent à alléger la structure ou qui sont situés sur le tunnel ou sur une composante de celui-ci, ne sont pas modélisés. Cette simplification s'appuie sur le fait qu'expérimentalement, aucun problème de fatigue n'a été observé dans ces trous ou au voisinage de ceux-ci. De plus, leur effet structural est, dans la majorité des cas, négligeable de par leur taille ou leur emplacement. Et deuxièmement, certaines composantes du châssis sont modifiées. Les modifications sont plutôt mineures et, par conséquent, sans grands impacts sur la rigidité globale du châssis. Le tableau 4 présente les composantes qui ont subi des modifications.

#	Composante	Figure
8	Attaches avant	16
9	Appuis-pieds	20
10	Supports des appuis-pieds	21
11	Attaches d'amortisseurs	22
12	Supports verticaux	22
13	Renforts de coin	22

TABLEAU 4: Composantes structurales modifiées

Tout le modèle géométrique est constitué de surfaces (voir figure 23). Aucune entité volumique n'est présente. Par conséquent, pour considérer l'épaisseur des tôles et des composantes extrudées ou machinées du châssis, toutes les surfaces possèdent une épaisseur (*Thickness Surface*, commande d'I-DEAS). Afin d'être cohérent avec la représentation de cette épaisseur, toutes les surfaces du modèle sont situées aux plans moyens des tôles et des composantes. Les seules surfaces où ce n'est pas le cas, sont celles qui forment la géométrie de la section du tunnel (forme de U). Comme il est mentionné précédemment, le châssis est constitué de deux parties : le *bulk head* et le tunnel. Toutes deux sont emboîtées l'une dans l'autre. Comme le montre la figure 24,

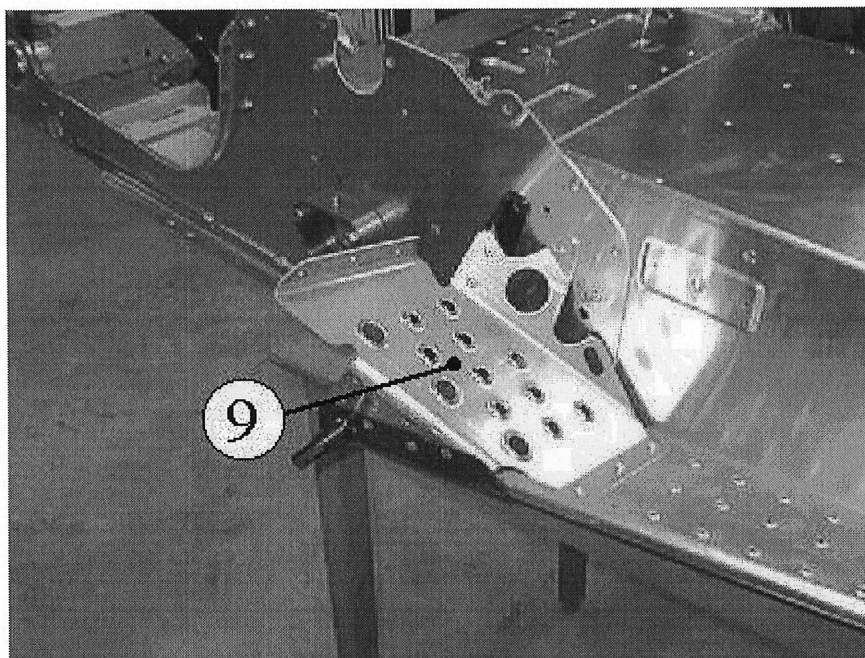


FIGURE 20: Appui-pied (9)

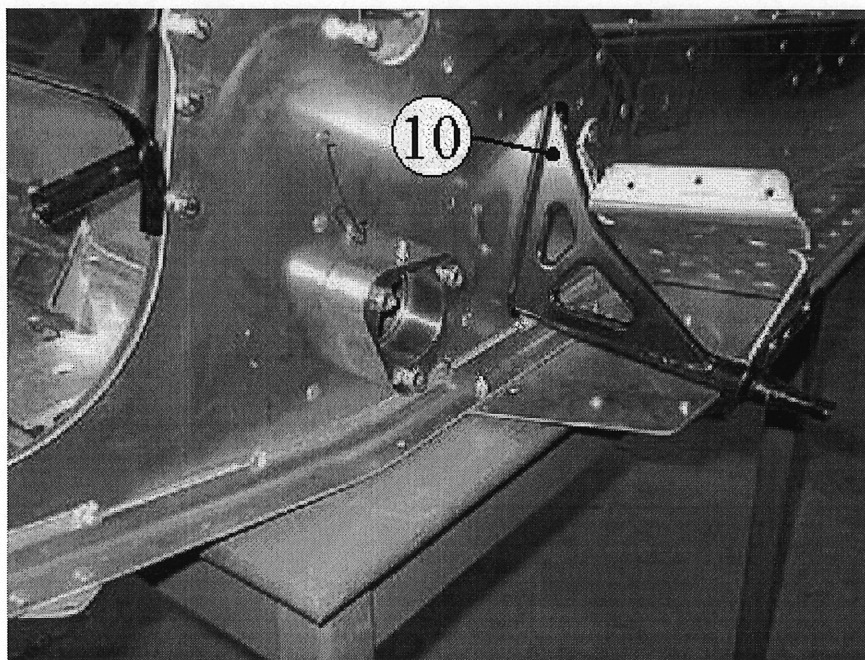


FIGURE 21: Support de l'appui-pied (10)

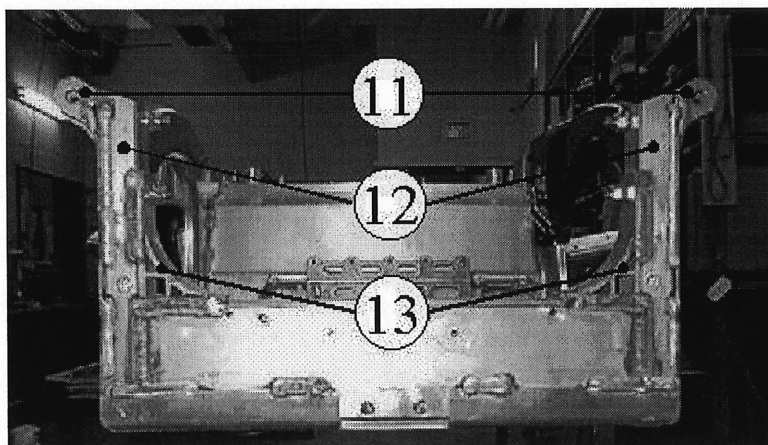
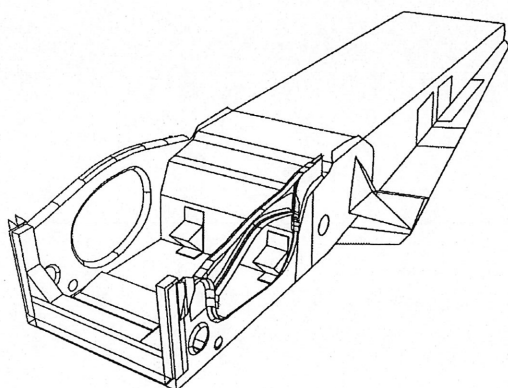
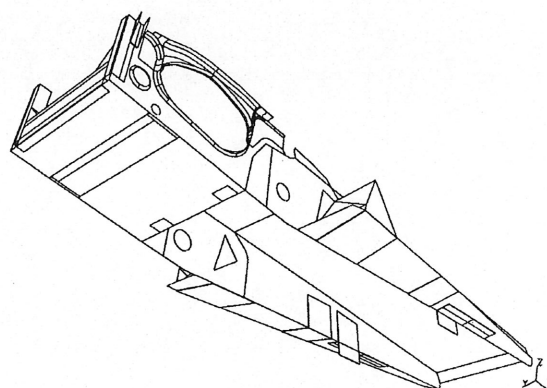


FIGURE 22: Attaches d'amortisseurs (11), supports verticaux (12) et renforts de coin (13)



(a) Vue de dessus



(b) Vue de dessous

FIGURE 23: Modèle géométrique global du châssis

cet emboîtement engendre un chevauchement des tôles qui les constituent. Afin de simplifier la modélisation, le plan moyen de chacune des tôles du tunnel est positionné au même niveau que ceux du *bulk head*. Cette modélisation engendre un léger surdimensionnement du tunnel dû au décalage de $t_1/2 + t_2/2$. Le choix du tunnel pour cette modification est basé sur le fait qu'il est la partie pour laquelle ce changement géométrique a le moins d'impact. En fait, aucun problème en fatigue n'a été observé sur le tunnel. De plus, le tunnel est la partie qui a le moins d'influence sur le mouvement global du châssis, car il est fixé au banc d'essai en plusieurs points d'attache dont l'un à l'interface *bulk head*-tunnel. Il est important que la modélisation du *bulk head* soit la plus réaliste possible, car les déplacements et les champs de contraintes nécessaires pour l'analyse structurale et en fatigue doivent y être évalués avec précision. Afin de considérer l'effet du chevauchement, l'épaisseur de la surface à cet endroit est tout simplement $t_1 + t_2$.

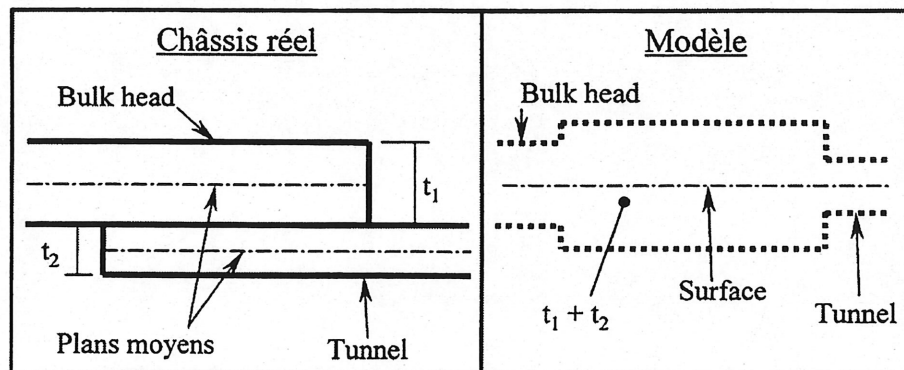


FIGURE 24: Chevauchement entre le *bulk head* et le tunnel du châssis

4.2.2 Modélisation par éléments finis du châssis

Maillage

Étant donné que le modèle géométrique du châssis est entièrement surfacique, tous les maillages de surface du modèle par éléments finis sont constitués d'éléments de

plaque de type Mindlin (type par défaut dans I-DEAS). En plus de considérer l'effet de membrane et de flexion, ce type d'élément permet d'inclure celui du cisaillement transversal. Il procure généralement de bons résultats tant que l'épaisseur est petite ou modérée par rapport aux dimensions des surfaces de la géométrie globale. Dans notre cas, cette condition est respectée puisque toutes les épaisseurs sont de l'ordre du millimètre. Tous les éléments sont linéaires. Ils sont majoritairement quadrilatéraux. Les quelques éléments triangulaires utilisés ont pour but de faciliter les transitions entre les différents maillages.

Tous les profilés ou raidisseurs qui se trouvent sur le châssis sont modélisés par des éléments de poutre linéaires. La section des poutres correspond à celles des profilés. L'effet de l'excentricité (*offset*) du centroïde des poutres par rapport aux noeuds est pris en compte.

Les bras qui permettent de simuler le système de suspension et d'appliquer le chargement sur le châssis sont modélisés à l'aide d'éléments de poutre linéaires eux aussi. Comme le montre la figure 25, ces bras sont reliés entre eux par l'entremise de joints à rotule (R). Tous les joints entre ce système et le châssis sont à rotule, sauf ceux qui sont situés à l'avant du *bulk head*. Ces derniers sont des joints à goupille (P) qui permettent uniquement la rotation autour de l'axe X (repère global). Afin de modéliser ces joints, des conditions cinématiques correspondantes aux deux types de joint sont imposées entre les noeuds des éléments concernés.

Tous les contacts mécaniques entre les composantes et la structure mère du châssis sont modélisés de la même façon quel que soit le type de liaison (soudures, rivets ou boulons). Cette façon de faire a pour but de simplifier considérablement la modélisation par éléments finis des joints mécaniques. Le contact entre les surfaces d'interface est assuré en reliant celles-ci par des éléments rigides. Ces derniers sont appliqués sur tous les noeuds de ces surfaces. Par conséquent, il est supposé que la liaison est totale, c'est-à-dire que les déplacements et les rotations entre deux surfaces d'interface sont les mêmes et que le transfert de charges se fait sur toute la surface. Il est certain que

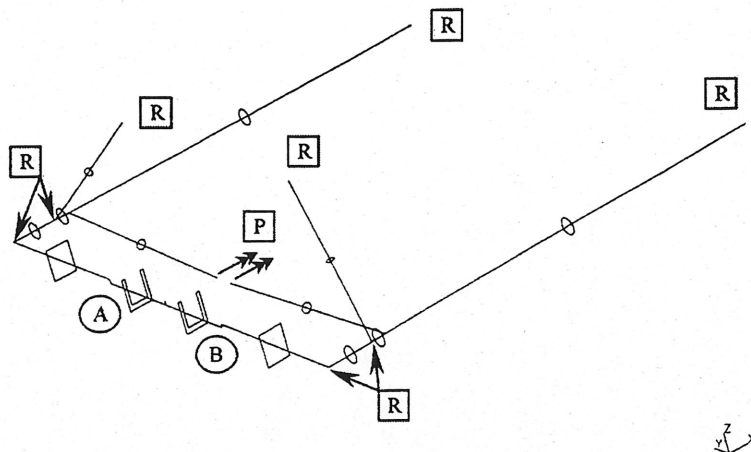
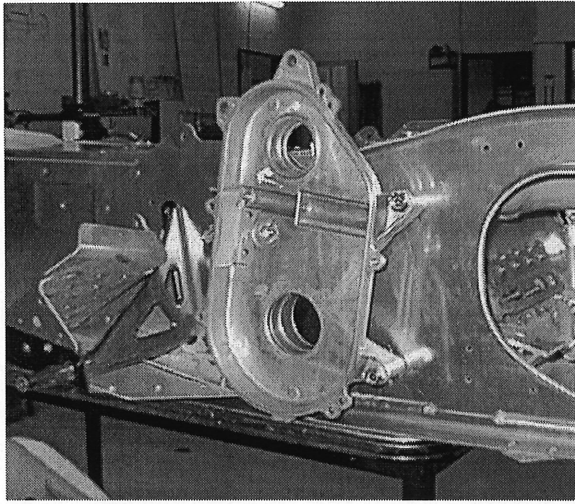


FIGURE 25: Modèle d'éléments finis des bras du système de suspension

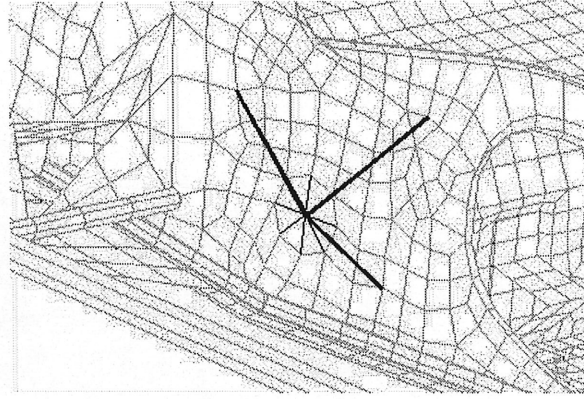
cette supposition ne représente pas la réalité avec exactitude. En fait, tout dépend de la superficie de la surface de contact, du type et du nombre de liaison. Toutefois, étant donné les faibles dimensions de ces joints par rapport à celles du châssis global, il est certain que la façon de les modéliser a très peu d'influence sur le comportement global de la structure. Par contre, leur effet local n'est possiblement pas négligeable.

Lors des essais physiques en fatigue, le carter de chaîne de la motoneige est installé sur le châssis afin de permettre la fixation sur le banc d'essais (figure 26(a)). Cette pièce coulée est en aluminium. Elle est maintenue sur la châssis à l'aide de trois boulons. Ce carter agit, en quelque sorte, comme un raidisseur sur la paroi droite du châssis. De part sa petite géométrie robuste et l'épaisseur de ses parois, il est supposé que le carter ne se déforme pas ou est parfaitement rigide. Par conséquent, le modèle simplifié de ce carter se résume à trois éléments de barres rigides (figure 26(b)). Ces derniers relient le point de fixation du banc d'essai aux trois boulons qui fixent le carter sur le châssis.

La figure 27 montre le premier modèle d'éléments finis du châssis avec le système de bras de suspension. Ce modèle global comporte 4238 éléments et 3895 noeuds. Ce modèle est utilisé pour faire la première analyse structurale. Il est à noter que les maillages de surface générés sur le *bulk head* sont plus fins que ceux du tunnel. Étant donné que le *bulk head* est la partie où les problèmes de fissuration par fatigue ont



(a) Réel



(b) Modèle

FIGURE 26: Carter du châssis

été observés, il est important que la taille des éléments présents ne soient pas trop grossière. Pour une première analyse, il n'est pas nécessaire que les maillages sur le *bulk head* soient extrêmement fins. Ils doivent tout de même être de taille raisonnable afin d'épouser le mieux possible la géométrie des surfaces associées et de permettre d'obtenir des premiers résultats qui soient représentatifs.

Conditions frontières

Les deux types de conditions frontières qui agissent sur le modèle global du châssis sont le chargement appliqué et les points d'attache au banc d'essai.

La chargement appliqué, $P(t)$, est une force harmonique à amplitude constante. Son amplitude varie entre $-0.5P_{max}$ et $+P_{max}$. Sa fréquence est de 1Hz. Le graphique 28 montre ce chargement sur un cycle, normalisé par rapport à P_{max} . L'équation correspondante est la suivante :

$$\frac{P(t)}{P_{max}} = 0.75(\sin(2\pi(t - t_0)) + 1/3) \quad (21)$$

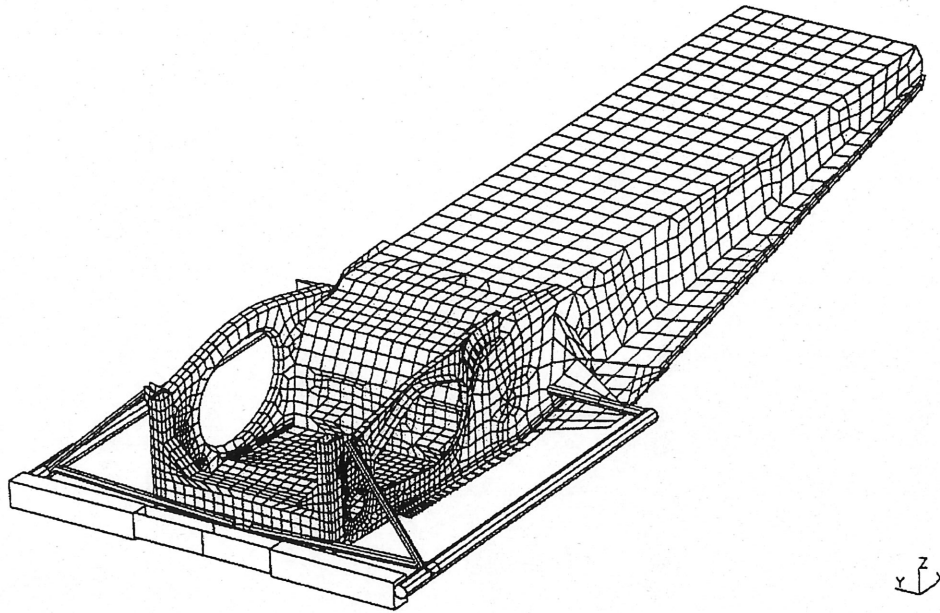


FIGURE 27: Modèle d'éléments finis du châssis

où

$$t_0 = \frac{\arcsin(1/3)}{2\pi}$$

Sa direction d'application correspond à celle de l'axe Z du repère global. Elle est ap-

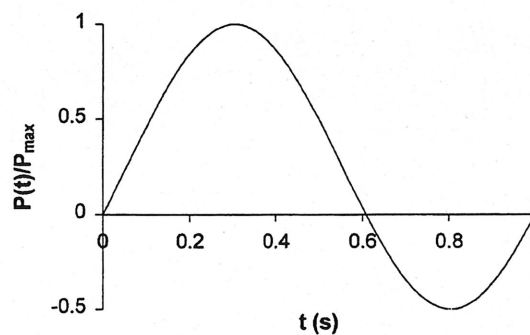


FIGURE 28: Chargement appliqué

pliquée aux points A et B sur les bras du système de suspension (figure 25). Toutefois, l'application en ces points n'est pas simultanée. En fait, la force est appliquée uniquement en un point pendant un certain nombre de cycles, puis à l'autre, par la suite, pour le même nombre.

Le châssis est fixé au banc d'essai aux points d'attache E, F et G (figure 13). Au point E, le châssis est maintenue par un arbre en acier qui est fixé à la base avant. Le lien entre l'arbre et le châssis est assuré par l'entremise de deux roulements à billes. Le roulement de droite est situé dans le carter de chaîne tandis que celui de gauche est positionné dans un petit boîtier en acier boulonné au châssis. Aux points F et G, le châssis est fixé à l'aide de boulons. En F, les boulons relient le châssis à des barres d'acier qui sont, à leur tour, boulonnées à la base avant. En G, les boulons fixent le châssis à la base arrière. Pour ce qui est de la modélisation de tous ces points d'attache, il est supposé que les deux bases, les barres et l'arbre en acier sont parfaitement rigides. Par conséquent, la modélisation des points d'attache se résume à des simples restrictions des degrés de liberté des noeuds correspondants. Dans tous les cas, le seul degré liberté qui est libre est la rotation autour de l'axe Y du repère global.

4.3 L'analyse

L'analyse se divise en deux étapes : la première est l'analyse structurale et la seconde, l'analyse en fatigue.

Avant d'expliquer en détail la méthodologie utilisée pour réaliser les deux types d'analyse, il est important de noter que toute l'analyse par éléments finis, c'est-à-dire le calcul des variables structurales (déplacements, contraintes, déformations), est réalisée avec le code de calculs MSC/NASTRAN version 70. Toutefois, l'affichage et l'analyse des résultats est faite à l'aide du logiciel I-DEAS. En fait, toute l'analyse des résultats est réalisée avec le module *Durability*. Ce module permet d'évaluer la résistance et de prédire la durabilité ou la vie en fatigue d'une structure soumise à un chargement temporel.

Pour utiliser ce module, il faut tout d'abord sélectionner le type d'analyse à faire pour évaluer les variables structurales dans le temps : statique ou dynamique. Les résultats à analyser doivent correspondre au type d'analyse choisi. Dans ce projet, étant donné que la fréquence (1Hz) du chargement appliqué est très faible par rapport aux premières fréquences naturelles de ce type de structure, toute l'analyse structurale

est basée sur une analyse statique. De plus, cette analyse est linéaire élastique. Il est donc supposé qu'il n'y a pas d'écoulement plastique dans la structure sous le chargement appliqué. Toutefois, si certaines régions présentaient de la plasticité, les contraintes et déformations élastiques correspondantes seraient corrigées par une méthode de correction élasto-plastique lors de l'analyse en fatigue basée sur l'approche locale. En fait, comme le chargement est simple et à amplitude constante, celui-ci est proportionnel. Par conséquent, toute l'analyse en fatigue est basée sur les approches disponibles pour ce type de chargement.

4.3.1 L'analyse structurale

L'analyse structurale comporte deux parties. La première est la validation du modèle d'éléments finis. La seconde, pour sa part, consiste à déterminer les régions critiques, c'est-à-dire les endroits où le champ de contraintes est le plus élevé. Dans ces régions, l'évaluation des contraintes doit être effectuée avec précision.

Validation du modèle global

La validation du modèle d'éléments finis est basée sur sa rigidité globale. Pour le valider, les résultats expérimentaux de Bombardier sont utilisés comme référence. Ces résultats sont des déplacements statiques mesurés à l'avant du *bulk head*. Les points de mesure sont les têtes des boulons qui fixent les deux tiges du système de bras de suspension aux attaches d'amortisseurs. Comme le montre la figure 29, ces points sont dénotés C et D. Les déplacements de référence proviennent d'un test statique. En fait, ce test consiste à appliquer en A, puis en B (voir figure 25), les valeurs maximale et minimale de la force cyclique, soit $+P_{max}$ et $-0.5P_{max}$ respectivement. Pour chacune de ces forces statiques, le déplacement vertical (axe Z du repère global) aux points C et D est mesuré. Par conséquent, pour déterminer les déplacements correspondants sur les modèles d'éléments finis, la même approche que celle précédente est utilisée.

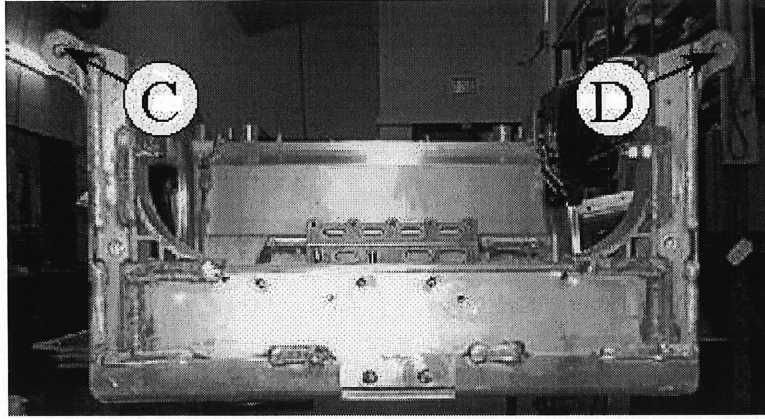


FIGURE 29: Points de mesure des déplacements statiques

Détermination des régions critiques

Le module *Durability* d'I-DEAS permet de réaliser des évaluations sur la résistance statique de la structure afin de déterminer les régions propices à l'initiation de fissures. Pour ce faire, il calcule les contraintes au centroïde des éléments durant tout le chargement appliqué afin d'évaluer les contraintes effectives maximales. Ces dernières sont calculées à l'aide du critère de von Mises, la contrainte principale maximale ou minimale. Une fois déterminées, ces contraintes uniaxiales sont divisées par une contrainte limite du matériau présent (la résistance à la rupture ou la limite d'élasticité en tension). Plus ce rapport de contraintes est près ou supérieur à 1, plus la région correspondante est critique ou propice à l'initiation de fissures par fatigue.

Dans le cas de l'analyse statique, le calcul des contraintes durant tout le chargement appliqué s'effectue en utilisant l'équation (11). La relation correspondante est la suivante :

$$\sigma(t) = \sum_{k=1}^n \left(\frac{P(t)_k}{P_{ref,k}} \right) \sigma_{ref,k}$$

Dans ce projet de recherche, $n=1$ puisqu'un seul chargement dynamique est appliqué. Les contraintes statiques σ_{ref} sont évaluées pour les cas où la force est appliquée en A et en B sur les bras du système de suspension. La valeur de la force statique P_{ref} utilisée pour l'évaluation de σ_{ref} est $0.75P_{max}$, soit l'amplitude de la force appliquée

(voir équation (21)). Le calcul des contraintes est fait par MSC/NASTRAN. Une fois calculées, ces contraintes sont importées dans I-DEAS pour que le module *Durability* puisse évaluer les contraintes durant tout le chargement et, par le fait même, la contrainte effective maximale de chaque élément. Cette dernière est calculée à l'aide du critère de von Mises afin de considérer, s'il y a lieu, l'effet multiaxial du chargement présent. La limite d'élasticité en tension est utilisée comme contrainte limite du matériau. De cette façon, il est possible de déterminer s'il y a de la plasticité dans la structure. Cette donnée est très importante, car elle influence directement la méthode de l'approche locale à utiliser pour réaliser l'analyse en fatigue.

Sur le premier modèle d'éléments finis du châssis, les régions critiques identifiées doivent être analysées plus en détail. En fait, une évaluation précise des contraintes et des déformations locales est nécessaires pour l'analyse en fatigue. Dans ce projet, le type modélisation adoptée pour analyser à nouveau ces régions consiste uniquement à réduire la taille des éléments présents sur le modèle global du châssis. Aux endroits les plus critiques, la longueur des éléments sera réduite approximativement à celle d'une jauge de déformation typique de $1/8p_o$.

4.3.2 L'analyse en fatigue

L'analyse en fatigue est réalisée dans les régions critiques observées lors de l'analyse structurale. Ces régions devraient s'apparenter à celles observées lors des essais physiques. Dans ce cas, toutes les régions critiques à survenir hors des zones soudées se situeraient dans la tôle d'aluminium 5052-H36 de la structure du *bulk head*. Pour ces régions, l'analyse en fatigue est basée sur la méthode de l'approche locale. Dans le cas des régions ayant des soudures, la méthode S-N est utilisée uniquement. D'après les problèmes observés lors des essais physiques, les méthodes de l'approche locale et de la contrainte *hot spot* ne peuvent s'appliquer pour ces régions soudées. En fait, toutes les fissures apparues dans le métal de base étaient perpendiculaires au cordon de soudure. Cette observation semble vouloir dire que le chargement principal présent à ces endroits est dans l'axe longitudinale de la soudure. Par conséquent, la méthode *hot spot* ne peut

être utilisée, car, par définition, la contrainte *hot spot* est perpendiculaire au cordon de soudure. Dans le cas de l'approche locale, la raison est similaire à la méthode précédente. En fait, le problème provient du facteur de concentration de contraintes à la soudure, K_f , qui permet d'évaluer la contrainte locale. Les seules données disponibles [78] sur l'estimation de K_f sont valides uniquement pour un chargement perpendiculaire au cordon de soudure.

Approche locale

L'analyse en fatigue basée sur la méthode de l'approche locale est réalisée à l'aide du module *Durability* du logiciel I-DEAS. Lorsque le chargement est proportionnel, le module permet de faire une évaluation en fatigue en considérant l'effet multiaxial. En fait, il assume que le chargement sur les faces de chaque élément est biaxial ou en état plan de contraintes. Ce chargement biaxial est réduit par la suite à un chargement uniaxial équivalent. Pour ce faire, le module applique la méthode de Sines modifiée. Celle-ci utilise le critère de von Mises. Avec cette méthode, l'amplitude et la valeur moyenne de la contrainte uniaxiale équivalente s'obtiennent de la façon suivante :

$$\sigma_{a,q} = \sqrt{\sigma_{a,1}^2 - \sigma_{a,1}\sigma_{a,2} + \sigma_{a,2}^2} \quad (22)$$

$$\sigma_{m,q} = \sigma_{m,1} + \sigma_{m,2} \quad (23)$$

Les contraintes présentes dans ces équations sont les contraintes principales évaluées au centroïde des faces de chaque élément. Dans le cas où il y a de la plasticité, les contraintes et déformations élastiques peuvent être corrigées par la méthode de correction élasto-plastique de Neuber. Cette correction est appliquée avant d'utiliser la méthode de Sines modifiée et est jumelée à l'équation de la réponse cyclique contrainte-déformation afin d'évaluer les déformations corrigées.

L'évaluation du dommage dépend de la méthode utilisée : contrainte locale ou déformation locale. Dans le cas de la contrainte locale, l'évaluation du dommage est basée sur deux approches différentes. La première consiste à utiliser le critère de fatigue

de Morrow

$$\sigma_{a,q} = (\sigma'_f - \sigma_{m,q})(2N_f)^b$$

qui permet de considérer directement l'effet de la contrainte moyenne. La seconde, pour sa part, fait appel au critère de Basquin

$$\sigma_{a,eff} = \sigma'_f(2N_f)^b$$

jumelé à un paramètre effectif qui considère l'effet de la contrainte moyenne. Le paramètre utilisé est celui de Goodman :

$$\sigma_{a,eff} = \sigma_{a,q} \left(\frac{S_{ut}}{S_{ut} - \sigma_{m,q}} \right)$$

En ce qui concerne la déformation locale, les critères de fatigue considérés sont ceux de Morrow et Smith/Watson/Topper :

$$\text{Morrow :} \quad \varepsilon_{a,q} = \frac{\sigma'_f - \sigma_{m,q}}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c$$

$$\text{Smith/Watson/Topper :} \quad \sigma_{max,q} \varepsilon_{a,q} E = (\sigma'_f)^2 (2N_f)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f E (2N_f)^{b+c}$$

Comme l'analyse en fatigue basée sur l'approche locale se fait dans la tôle d'aluminium 5052-H36, les propriétés cycliques $(\sigma'_f, b, \varepsilon'_f, c, K', n')$ correspondantes doivent être utilisées. Toutefois, ces propriétés n'ont pas été trouvées dans la littérature. Les seules propriétés disponibles sont celles de l'aluminium 5052-H32 [76]. Le tableau 5 présente ces propriétés. Il est supposé que l'aluminium 5052-H36 possède les mêmes propriétés. Cette hypothèse s'avère très acceptable dans le cas de la méthode de la contrainte locale. En fait, dans le domaine des hauts cycles en fatigue, les propriétés des différentes gammes d'aluminium 5052-H3i sont sensiblement les mêmes. Par contre, dans le domaine des bas cycles où la méthode de la déformation locale s'applique, cette similitude n'existe plus. Par conséquent, les résultats obtenus avec la méthode de la déformation locale engendreront une plus grande marge d'erreur que ceux provenant de la méthode de la contrainte locale.

Coefficient de résistance en fatigue σ'_f MPa	Exposant de résistance en fatigue b	Coefficient de ductilité en fatigue ε'_f	Exposant de ductilité en fatigue c	Coefficient de résistance cyclique K' MPa	Exposant d'érouissage cyclique n'
365	-0.066	0.30	-0.61	297	0.047

TABLEAU 5: Propriétés cycliques en fatigue de l'aluminium 5052-H32 (tôle)

S-N

L'analyse en fatigue avec la méthode S-N est réalisée à l'aide du manuel de conception de l'Aluminum Association [1] et du code de la British Standards Institution [10]. Dans chacune de ces références, le critère de fatigue est basé sur la variation de la contrainte nominale élastique. Toutefois, la forme de ce critère est légèrement différente :

$$\text{Aluminum Association :} \quad \Delta\sigma_n = AN^{-1/m}$$

$$\text{British Standards Institution :} \quad \Delta\sigma_n^m N = K_2$$

La valeur des constantes A , m , K_2 et p dépend de la direction de la contrainte principale maximale appliquée, de l'arrangement géométrique du joint soudé et du lieu potentiel de l'initiation de fissures. En observant les figures 14(a) et (b), on remarque que les fissures situées à la base des cordons de soudure, sont perpendiculaires aux cordons et surviennent dans la tôle d'aluminium des parois verticales du *bulk head*. La contrainte principale maximale dans cette région serait donc parallèle aux cordons de soudures. Le joint soudé, quant à lui, s'apparente à celui d'un joint en L. Toutefois, dans le cas présent, une des membrures est une pièce extrudée très épaisse et l'autre une simple tôle. En fonction de ces paramètres, les constantes correspondantes à la situation et au joint soudé «équivalents» des références précédentes sont présentées dans le tableau 6.

La contrainte nominale élastique utilisée pour l'analyse est la contrainte principale maximale située au lieu d'initiation de la fissure [77]. Cette contrainte est évaluée au centroïde de l'élément correspondant. Comme les fissures sont apparues sur la surface externe de la tôle du *bulk head*, la contrainte principale maximale utilisée est celle située à cette surface.

Aluminum Association (AA)			
Classe du joint	A	m	Limite en fatigue ($N=5E6$ cycles)
E	1100MPa	3.45	13MPa

British Standards Institution (BSI)			
Classe du joint	K_2	m	Limite en fatigue ($N=1E7$ cycles)
17	9.83E9	3	9.9MPa

TABLEAU 6: Constantes des critères de fatigue de l'Aluminum Association [1] et du code de la British Standards Institution [10]

Afin de bien évaluer cette contrainte, des modifications dans la modélisation par éléments finis du joint étudié est à prévoir. En fait, pour réaliser l'analyse structurale, tous les joints ont été modélisés de la même façon en assurant une liaison totale sur toute la surface de contact. Toutefois, cette approche ne permet pas toujours d'évaluer convenablement les contraintes situées à proximité ou sur ces joints. Par conséquent, dans le cas du joint étudié, uniquement les cordons de soudure qui relient les supports verticaux aux parois du *bulk head* doivent assurés la liaison. Il est important d'avoir une bonne représentation des efforts transmis par les cordons de soudure pour que les contraintes évaluées à proximité soient représentatives.

5 ANALYSES ET RÉSULTATS

Ce chapitre présente les résultats obtenus et les analyses qui en découlent. Il se divise en deux parties : l'analyse structurale et l'analyse en fatigue. Dans la première partie, trois différents modèles d'éléments finis (EF) sont analysés. La procédure d'analyse est basée sur la validation du modèle global et la détermination des régions critiques. Dans la deuxième partie, l'analyse en fatigue des régions critiques avec et sans soudure d'un autre modèle EF est réalisée.

5.1 L'analyse structurale

5.1.1 Premier modèle éléments finis

Validation du modèle global

Les figures 30 et 31 présentent, respectivement, le déplacement statique du modèle EF global du châssis lorsqu'il est soumis à la force maximale appliquée en B et en A. Le déplacement est amplifié afin de bien le visualiser. Chacune des figures montre un déplacement cohérent du modèle par rapport au chargement auquel il est soumis. Ces déplacements expriment bien ce qui a été observé expérimentalement, c'est-à-dire que seulement le *bulk head* subisse un déplacement considérable et que celui du tunnel soit nul. Il est à noter que lorsque la force est appliquée du côté gauche (B), le déplacement du côté droit du *bulk head* est pratiquement nul et vice versa. En fait, ce déplacement est très localisé à l'attache d'amortisseur.

Les déplacements statiques aux points C et D des deux attaches d'amortisseurs (figure 29) sont présentés dans le tableau 7. Les déplacements sont exprimés sous une forme adimensionnelle. Ils représentent le rapport entre le déplacement en Z (système de coordonnées globales) calculé et celui mesuré par la compagnie Bombardier lors d'essais physiques. L'erreur correspondant à chacun de ces déplacements est présentée dans le tableau 8. En observant ces deux tableaux, il est évident de constater que les déplacements provenant du modèle ne correspondent pas à ceux mesurés. Dans le

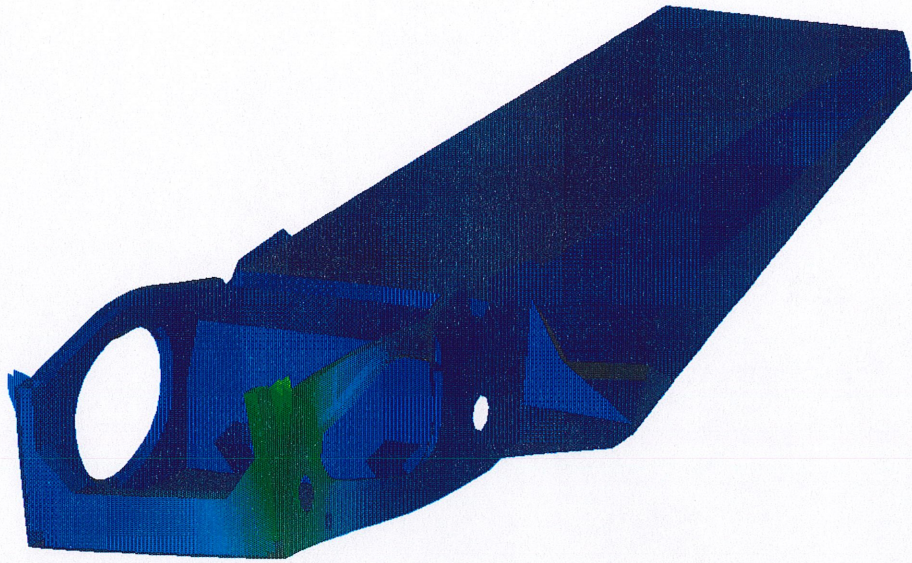


FIGURE 30: Déplacement statique du premier modèle EF sous la force maximale appliquée en B

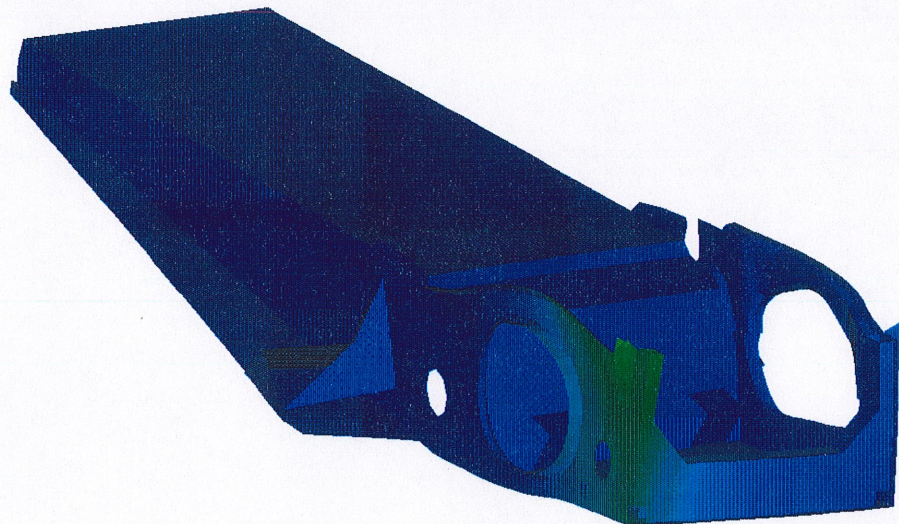


FIGURE 31: Déplacement statique du premier modèle EF sous la force maximale appliquée en A

Charge statique		Point C	Point D
Force en B	$+P_{max}$	0.272	0.527
	$-0.5P_{max}$	0.276	0.567
Force en A	$+P_{max}$	0.396	0.358
	$-0.5P_{max}$	0.391	0.377

TABLEAU 7: Déplacements statiques du premier modèle EF

Charge statique		Point C	Point D
Force en B	$+P_{max}$	72.8%	47.3%
	$-0.5P_{max}$	72.4%	43.3%
Force en A	$+P_{max}$	60.4%	64.2%
	$-0.5P_{max}$	60.9%	62.3%

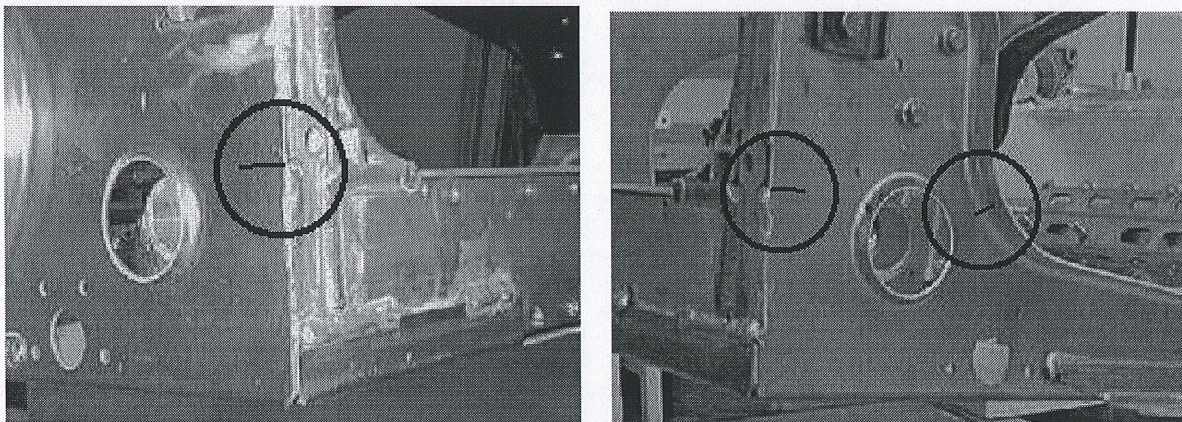
TABLEAU 8: Erreurs des déplacements statiques du premier modèle EF

meilleur des cas, l'erreur est de 43.3%. À l'inverse, l'erreur la plus importante est de 72.8%. Ce qui est surprenant, c'est que ces deux cas extrêmes surviennent lorsque la force est appliquée en B. Que la force soit appliquée en A ou en B, il est à remarquer que l'erreur est toujours plus grande du côté opposé à celui de l'application de la force. Par exemple, lorsque la force est en B, l'erreur au point D est beaucoup plus faible que celle au point C. Toutefois, cet écart est minime lorsque le modèle est soumis à la force en A. En fait, sous cette force, l'erreur est répartie assez uniformément de chaque côté et vaut environ 60%. Malgré ce haut niveau d'erreur, le déplacement global du modèle est tout de même cohérent avec celui de la structure réelle. Par contre, pour la force en B, le grand niveau d'écart entre les erreurs laisse un doute sur le déplacement du modèle par rapport à celui mesuré.

Avant d'émettre des hypothèses par rapport aux déplacements obtenus, il serait intéressant d'observer les régions critiques prédites par le modèle ainsi que leur niveau de contraintes.

Détermination des régions critiques

Les figures 32 et 33 présentent les fissures observées lors d'essais physiques en fatigue. Ces fissurations dépendent de la position d'application de la force. Lorsque la force est appliquée en B, les fissures observées correspondent à celles montrées sur la figure 32(b). Dans le cas où la force est positionnée en A, les fissures correspondantes sont présentées sur les figures 32(a) et 33. Par conséquent, la détermination des régions critiques est réalisée pour chacune des deux positions d'application (A et B) de la force.



(a) Côté droit

(b) Côté gauche

FIGURE 32: Fissures dans la tôle d'aluminium 5052-H36 à l'avant du *bulk head*

Les figures 34 et 35 ainsi que 36 présentent, respectivement, les résultats obtenus lorsque la force est appliquée en B et en A. Ces figures montrent le rapport maximal entre la contrainte de von Mises et la limite d'élasticité en tension du matériau. Les résultats sont affichés en mode «Contour». En observant ces figures, on remarque qu'aucune région n'a un rapport supérieur à 1. Ce qui veut dire que même sous la force maximale, ce modèle prédit qu'il n'y a pas d'écoulement plastique dans la structure. En fait, lorsque la force est en B, le rapport le plus élevé est d'environ 0.9 tandis que pour la force en A, ce rapport se situe autour de 0.4. De plus, il est à remarquer que les régions où le rapport est élevé, se situent toutes du côté de la force appliquée. Ce résultat était à prévoir, car le déplacement s'est avéré être très localisé et dépendant

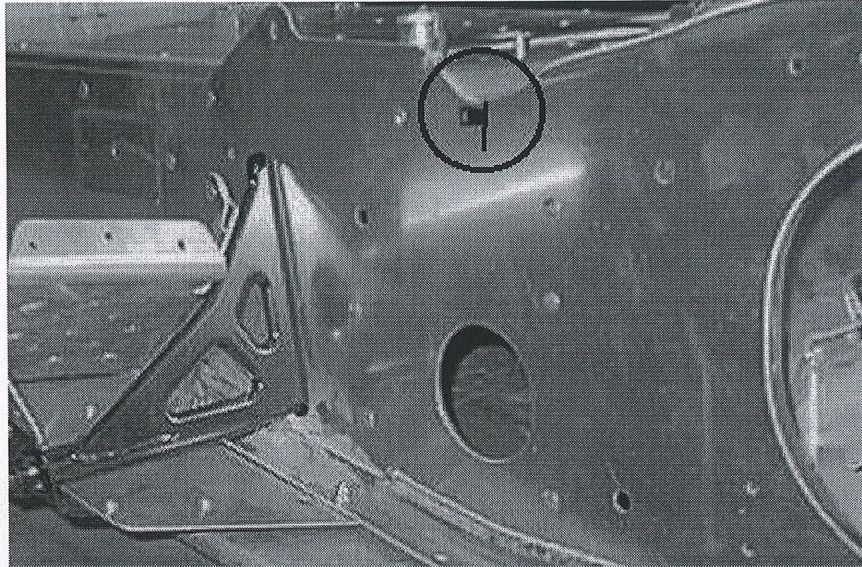


FIGURE 33: Fissure dans la tôle d'aluminium 5052-H36 au dégagement droit de l'arbre de renvoi

du côté d'application de la force. Par conséquent, lorsque la force appliquée est en B, la grande majorité du flux engendré par celle-ci se propage du côté gauche du châssis et vice versa.

Dans le cas où la force appliquée est en B (figures 34 et 35), les régions où le champ de contraintes est important se situent sur la bretelle en acier (grande pièce qui forme la boucle supérieure de la grande ouverture gauche), à l'attache d'amortisseur gauche, le long du *flange* qui suit l'ouverture, au petit *flange* du trou situé à l'avant du *bulk head* et au dégagement gauche de l'arbre de renvoi (petite ouverture semi-circulaire située à l'arrière du *bulk head*). Le tableau 9 présente le rapport maximal de contraintes qui se trouve au centre de l'élément critique de chacune des régions. En observant ces résultats, la région la plus critique et où la risque de fissuration par fatigue est le plus élevé se situe sur la bretelle en acier. Toutefois, en comparant ces régions avec celles observées lors des essais physiques en fatigue (figure 32(b)), seulement une région du modèle concorde. Cette région est le *flange* avant de l'ouverture. Le modèle ne prédit aucune région critique pour l'autre zone observée expérimentalement. L'explication repose sur le fait que la fissure observée se situe à proximité d'un cordon de soudure. En fait,

Région (côté gauche)	Rapport maximal de contraintes
Bretelle en acier	0.92
Attache d'amortisseur	0.39
<i>Flange</i> avant de l'ouverture	0.43
<i>Flange</i> arrière de l'ouverture	0.41
<i>Flange</i> du trou avant	0.47
Dégagement de l'arbre de renvoi	0.46

TABLEAU 9: Rapports maximaux de contraintes dans les régions critiques du côté gauche du premier modèle EF (force en B)

dans ce modèle, aucun cordon de soudure n'est modélisé. Par conséquent, la rigidité du cordon de soudure ainsi que l'effet de concentration de contraintes engendré par sa géométrie ne sont pas pris en compte par le modèle. De plus, la méthode des éléments finis basée sur analyse statique linéaire ne permet pas de calculer ou de considérer l'effet non négligeable des contraintes résiduelles présentes dans une région soudée. La valeur de ces contraintes peut égaler la limite d'élasticité en tension du matériau soudé. Ces deux explications permettent de conclure que les modèles EF ne pourront pas prédire convenablement le champ de contraintes présent dans une région soudée et, par le fait même, les régions critiques associées.

En ce qui concerne les autres régions prédites par ce modèle, il est surprenant de constater que celle qui est la plus critique soit la bretelle en acier avec un rapport maximal aussi élevé que 0.92. Pourtant, lors des essais physiques, aucun problème de fatigue n'est survenu sur cette pièce, pas même aux autres régions prédites par le modèle. L'explication repose sur deux paramètres : le modèle géométrique et la modélisation des joints. Les régions qui sont affectées par ces paramètres sont la bretelle en acier, l'attache d'amortisseur gauche et le dégagement gauche de l'arbre de renvoi. En fait, ces trois régions ne correspondent pas exactement à la vraie géométrie du châssis. Des modifications ont dû être apportées afin de faciliter la génération des maillages d'éléments finis.

Durability- /home1/bombardi/dir_skidoo/skidoo.mf1
RESULTS: 37- DUR, EVENT 1, YIELD_SF_37
TIMESTEP: 21 TIME: 1.0
UNKNOWN SCALAR - MAG MIN: 0.0 MAX: 0.7

VALUE OPTION:ACTUAL
SHELL SURFACE: TOP

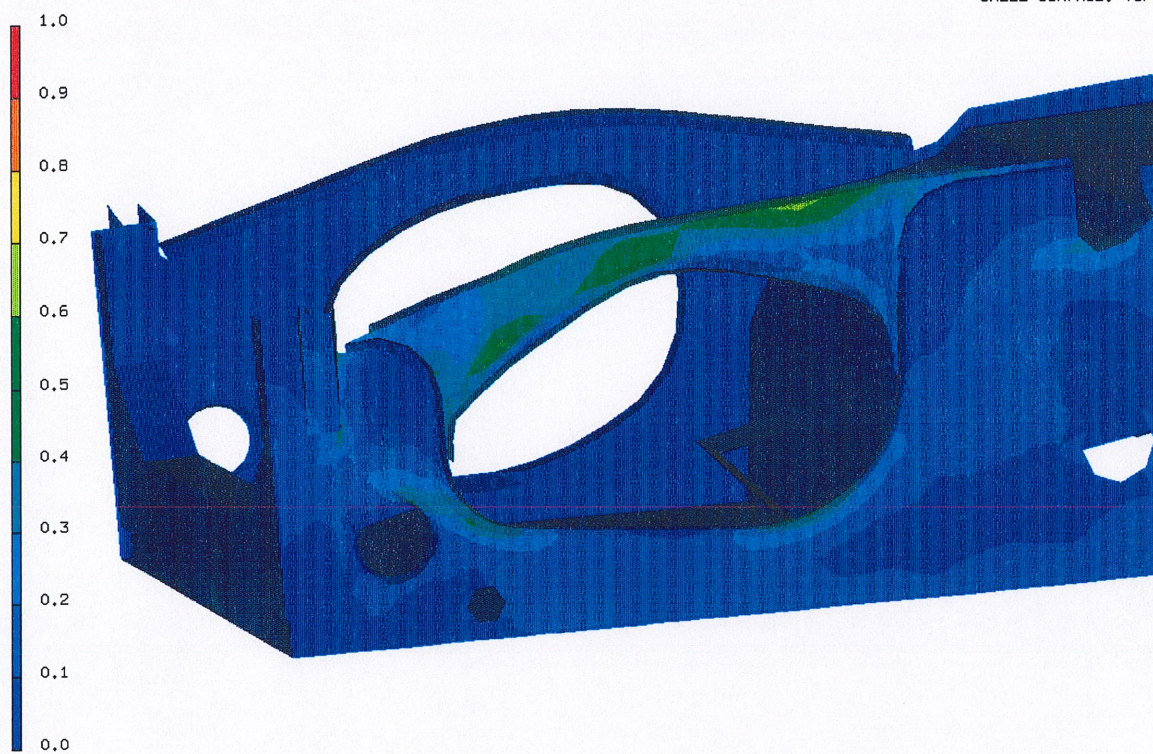


FIGURE 34: Régions critiques du premier modèle EF sous la force en B

La modification la plus importante est celle du dégagement gauche à l'arbre de renvoi. Le dégagement gauche a été agrandi afin qu'il coïncide avec les arrêtes du joint arrière de la bretelle. Cette modification a engendré une perte de la géométrie semi-circulaire du dégagement et l'apparition d'arrêtes droites. Les modifications géométriques de ces trois régions sont justifiées par le fait qu'aucun problème de fatigue n'a été observé à ces endroits lors des essais physiques. Par conséquent, le niveau de détails géométriques y était peu important. Pour ce qui est de la modélisation des joints, la façon de les modéliser semble avoir eu beaucoup d'influence sur ces régions. En fait, ces dernières sont toutes situées à côté d'un joint. Il semble que la supposition d'une liaison totale entre les surfaces d'interface a eu pour effet d'augmenter le niveau de rigidité de ces joints et, par conséquent, le champ de contraintes autour. La figure 35 exprime bien cet effet. Il est aussi à remarquer la discontinuité du champ de contraintes qui en découle. En réalité, la bretelle et l'attache d'amortisseur sont boulonnés à la paroi gauche d'aluminium du châssis. Étant donné que les boulons n'assurent pas une liaison totale entre les surfaces de contact, il est normal que le champ de contraintes ne soient pas aussi élevé dans la réalité. En fait, ces joints boulonnés permettent une plus grande flexibilité que ceux du modèle.

En ce qui a trait aux régions situées à l'arrière du *flange* de l'ouverture et au *flange* du trou avant du *bulk head*, elles demandent des analyses supplémentaires en réduisant la taille des éléments présents. En fait, aucune fissure n'a été observée expérimentalement dans ces régions et pourtant, leur champ de contraintes est équivalent ou supérieur à celui du *flange* avant de l'ouverture. Une analyse plus détaillée est nécessaire. Il est important de noter que le point commun de ces trois régions est qu'elles se situent toutes sur un *flange*.

Dans le cas où la force est appliquée en A (figure 36), les régions où le champ de contraintes est important se situent au dégagement droit de l'arbre de renvoi, au *flange* autour de la grande ouverture droite et à l'attache d'amortisseur droit. Le tableau 10 présente le rapport maximal de contraintes qui se trouve au centre de l'élément critique de chacune des régions. En observant ces résultats, aucune région n'apparaît plus

Durability- /home1/bombardi/dir_skidoo/skidoo.mf1
RESULTS: 37- DUR, EVENT 1. YIELD_SF_37
TIMESTEP: 21 TIME: 1.0
UNKNOWN SCALAR - MAG MIN: 0.0 MAX: 0.9

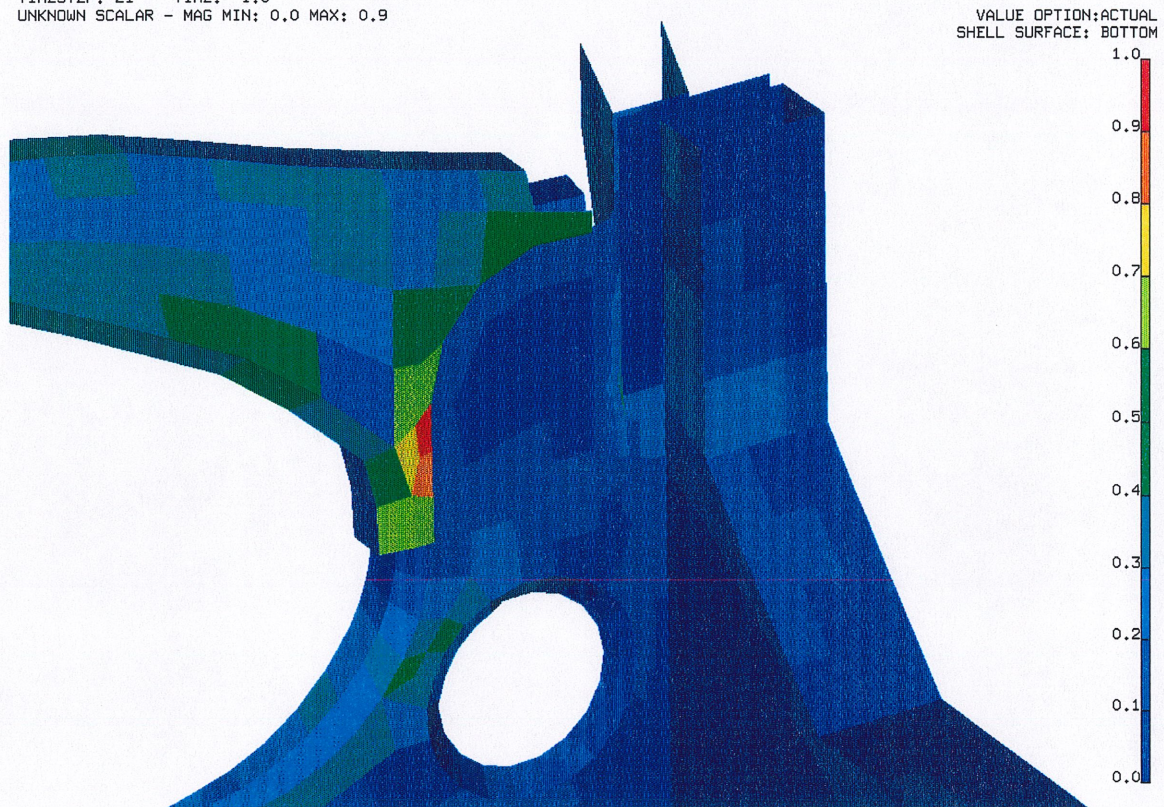


FIGURE 35: Région critique au joint avant de la bretelle en acier du premier modèle EF sous la force en B (affichage en mode «Element»)

Durability- /home1/bombardi/dir_skidoo/skidoo.mf1
RESULTS: 38- DUR. EVENT 2, YIELD_SF_38
TIMESTEP: 21 TIME: 1.0
UNKNOWN SCALAR - MAG MIN: 0.0 MAX: 0.4

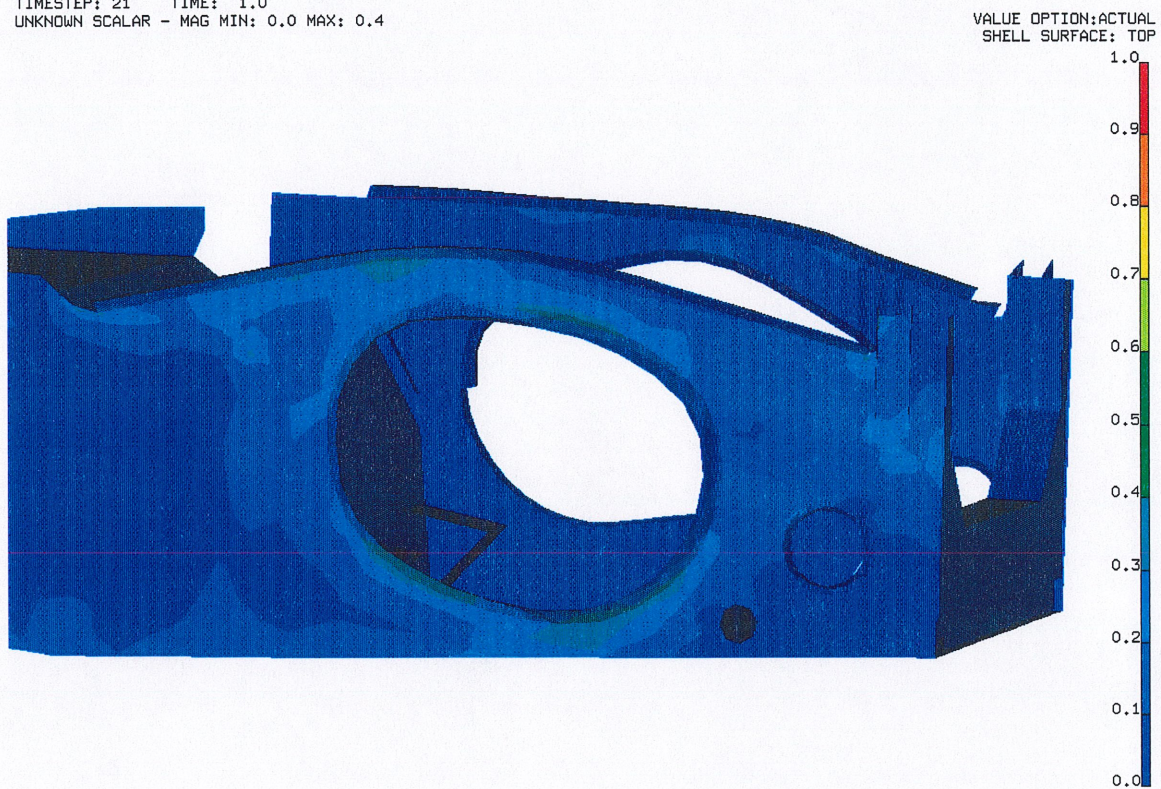


FIGURE 36: Régions critiques du premier modèle EF sous la force en A

critique qu'une autre. En les comparant avec celles observées expérimentalement (figure 32(a) et 33), seulement la région du dégagement droit de l'arbre de renvoi concorde. Toutefois, son faible niveau de contraintes prédit ne permet de dire présentement que cette région est plus à risque qu'une autre pour la fissuration par fatigue. Les raisons qui peuvent expliquer son faible niveau de contraintes sont la qualité du maillage et les soudures avoisinantes sur le châssis réel. Dans un premier temps, les éléments qui

Région (côté droit)	Rapport maximal de contraintes
Dégagement de l'arbre de renvoi	0.37
<i>Flange</i> avant de l'ouverture	0.40
Attache d'amortisseur	0.36

TABLEAU 10: Rapports maximaux de contraintes dans les régions critiques du côté droit du premier modèle EF (force en A)

se trouvent dans cette région sont très grossiers. Dans un second temps, les cordons de soudure ainsi que leur discontinuité (voir figure 37) ne sont pas modélisés. En fait, le modèle ne contient aucun cordon de soudure et suppose qu'il n'y a pas de discontinuité de liaison aux intersections des surfaces. Afin d'améliorer le niveau de contraintes à cet endroit, la première étape sera de réduire la taille des éléments présents pour la prochaine analyse. Pour ce qui est de l'autre région observée lors des essais physiques (figure 32(a)), il est normal qu'elle ne soit pas visible sur le modèle, car la fissure présente est due au cordon de soudure. Comme le modèle ne considère pas les soudures et leurs effets (contraintes résiduelles, rigidité, concentration de contraintes), le niveau de contraintes est beaucoup plus bas que ce qu'il devrait être en réalité.

En ce qui concerne les deux autres régions prédites par le modèle, les mêmes conclusions que pour la force en B s'appliquent. En fait, dans le cas de l'attache d'amortisseur droit, l'explication repose encore une fois sur le modèle géométrique et la façon dont le joint de l'attache est modélisé. Pour les régions situées le long du *flange* de l'ouverture, celles-ci nécessitent une analyse supplémentaire en réduisant la taille des éléments

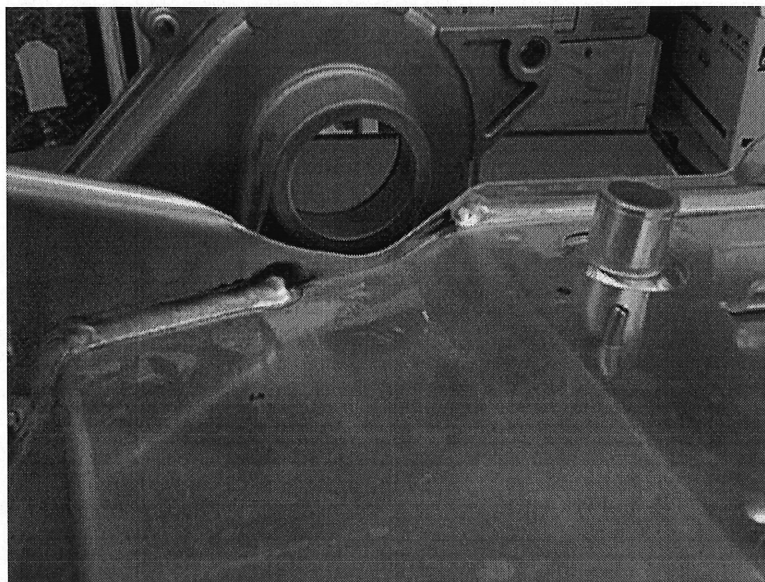


FIGURE 37: Cordons de soudure intérieurs au dégagement droit de l'arbre de renvoi présents.

En observant les résultats de la validation et de la détermination des régions critiques, on remarque que globalement le modèle ne correspond pas tout à fait à la réalité. En premier lieu, l'erreur sur les déplacements prédits est très importante. Le pire cas survient lorsque la force est appliquée en B avec une erreur de 72.8%. De plus, le mouvement global de la structure pour cette force est étrange. En second lieu, le niveau de contraintes des régions prédites qui correspondent à celles observées expérimentalement, est relativement faible. En fait, le modèle prédit d'autres régions qui ont le même niveau de contraintes que celles précédentes. Pourtant, ces nouvelles régions n'ont jamais présenté de fissures lors des essais physiques en fatigue. Mis à part celles situées à proximité d'un joint ou dues à des modifications géométriques, la majorité de ces nouvelles régions se situent le long du *flange* des grandes ouvertures gauche et droite du *bulk head*. Face à tous ces résultats, il devient nécessaire d'émettre des hypothèses sur les sources possibles d'erreur de la modélisation.

Dans une analyse statique, les deux paramètres qui peuvent influencer les résultats sont les forces externes appliquées sur le modèle global EF ainsi que la rigidité de celui-

ci. Par conséquent, les questions à se poser doivent concerner ces deux paramètres. Les hypothèses correspondantes qui pourraient expliquer les résultats précédents sont que :

1. le modèle EF des bras du système de suspension ne transmet pas correctement les forces au modèle du châssis ;
2. les maillages du modèle du châssis sont trop grossiers ;
3. la flexibilité des bases qui fixent le châssis n'est pas négligeable ;
4. le modèle structural global flambe légèrement ;

La première hypothèse concerne les forces externes tandis que les trois autres se rapportent à la rigidité. La dernière hypothèse qui peut être soulevée et qui ne se rapportent pas à l'analyse et à la modélisation par éléments finis, concerne les déplacements expérimentaux utilisés pour la validation. Il est possible que la compréhension de ces mesures ne soient pas complète. En fait, ces dernières peuvent inclure des effets que le modèle EF ne peut considérer. Des effets typiques sont tous les jeux présents dans un montage expérimental. Toutefois, avant de s'attarder à ces mesures, il est primordial de vérifier les autres hypothèses. La première hypothèse qui a été vérifiée est celle des forces externes. La vérification s'est faite à l'aide d'un bilan de forces statiques sur le modèle des bras du système de suspension. Cette analyse a permis de conclure que ce modèle transfère correctement les forces externes appliquées au modèle du châssis. Pour la rigidité, la première hypothèse à considérer dans le prochain modèle EF est celle qui concerne la taille des éléments du châssis.

5.1.2 Deuxième modèle éléments finis

Afin de vérifier l'hypothèse précédente, un nouveau modèle EF (figure 38) a été créé avec des maillages beaucoup plus fins que ceux du modèle précédent. Mis à part la réduction de la taille des éléments, aucune autre modification n'a été apportée. Il est évident que cette réduction de la taille des éléments a très peu de chance d'influencer les déplacements calculés. Toutefois, il est important d'en faire la vérification pour en avoir la certitude. De plus, ce nouveau modèle est nécessaire pour l'évaluation des contraintes locales dans les régions critiques. En fait, sur celui-ci, le niveau des contraintes devrait

augmenter, surtout dans les régions propices à l'initiation de fissures.

La réduction de la taille des éléments a été réalisée sur les maillages du *bulk head*, car c'est la partie du châssis qui se déplace et où les régions critiques ont été observées. La taille des éléments situés dans une région critique d'un *flange* du *bulk head* a été

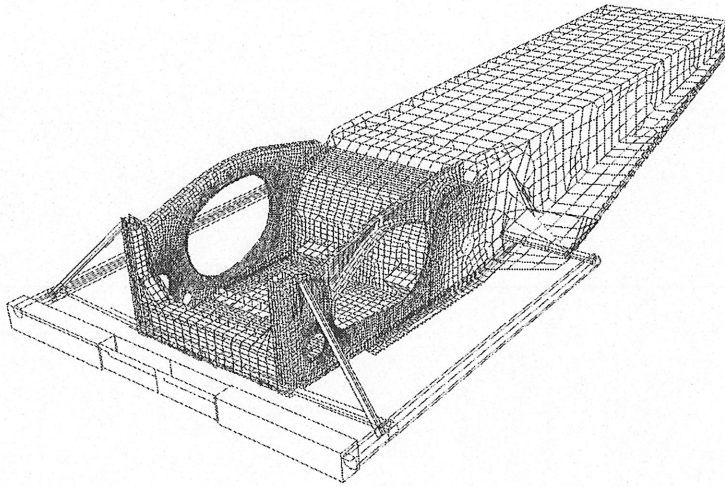


FIGURE 38: Deuxième modèle EF du châssis

réduite considérablement. La longueur de ces éléments est d'environ 5 à 10mm. Dans le cas du *flange* avant de l'ouverture gauche du *bulk head*, cette longueur est d'environ 3mm. Deux raisons expliquent cette réduction particulière. Premièrement, les essais physiques ont montrés que cette région est critique pour la fissuration par fatigue. Il est donc important que le champ de contraintes locales calculé soit le plus réaliste possible pour une future analyse en fatigue. Et deuxièmement, la longueur de 3mm a été fixée par celle des jauges de déformation (1/8po.) qui auraient pu être utilisées pour valider la déformation calculée.

Validation du modèle global

Les déplacements statiques adimensionnels pour ce deuxième modèle sont présentés dans le tableau 11. Les erreurs correspondantes se trouvent dans le tableau 12. De

Charge statique		Point C	Point D
Force en B	$+P_{max}$	0.278	0.536
	$-0.5P_{max}$	0.282	0.577
Force en A	$+P_{max}$	0.400	0.371
	$-0.5P_{max}$	0.395	0.390

TABLEAU 11: Déplacements statiques du deuxième modèle EF

plus, les erreurs obtenues avec le premier modèle sont incluses dans ce tableau afin de comparer les résultats. En observant ces résultats, il est clair que la taille des éléments

Charge statique		Deuxième modèle		Premier modèle	
		Point C	Point D	Point C	Point D
Force en B	$+P_{max}$	72.2%	46.4%	72.8%	47.3%
	$-0.5P_{max}$	71.8%	42.3%	72.4%	43.3%
Force en A	$+P_{max}$	60.0%	62.9%	60.4%	64.2%
	$-0.5P_{max}$	60.5%	61.0%	60.9%	62.3%

TABLEAU 12: Erreur des déplacements statiques du deuxième et premier modèle EF

n'est pas la cause de la mauvaise prédiction des déplacements. Malgré la réduction de leur taille, leur influence sur les déplacements calculés est bel et bien négligeable. Les résultats obtenus avec le deuxième modèle sont sensiblement les mêmes que ceux du premier. En fait, aucune diminution significative des erreurs n'est observée avec ce deuxième modèle.

Détermination des régions critiques

Les figures 39 et 40 présentent les régions critiques obtenues avec le deuxième modèle EF du châssis sous l'application de la force en B et en A, respectivement. Seulement les résultats des éléments qui modélisent la tôle d'aluminium 5052-H36 sont affichés. Cette façon de présenter les résultats est due au fait que les régions pertinentes qui

restent à analyser se trouvent uniquement sur la tôle de la structure mère du châssis. Plus précisément, elles se situent toutes sur les parois gauche et droite du *bulk head*.

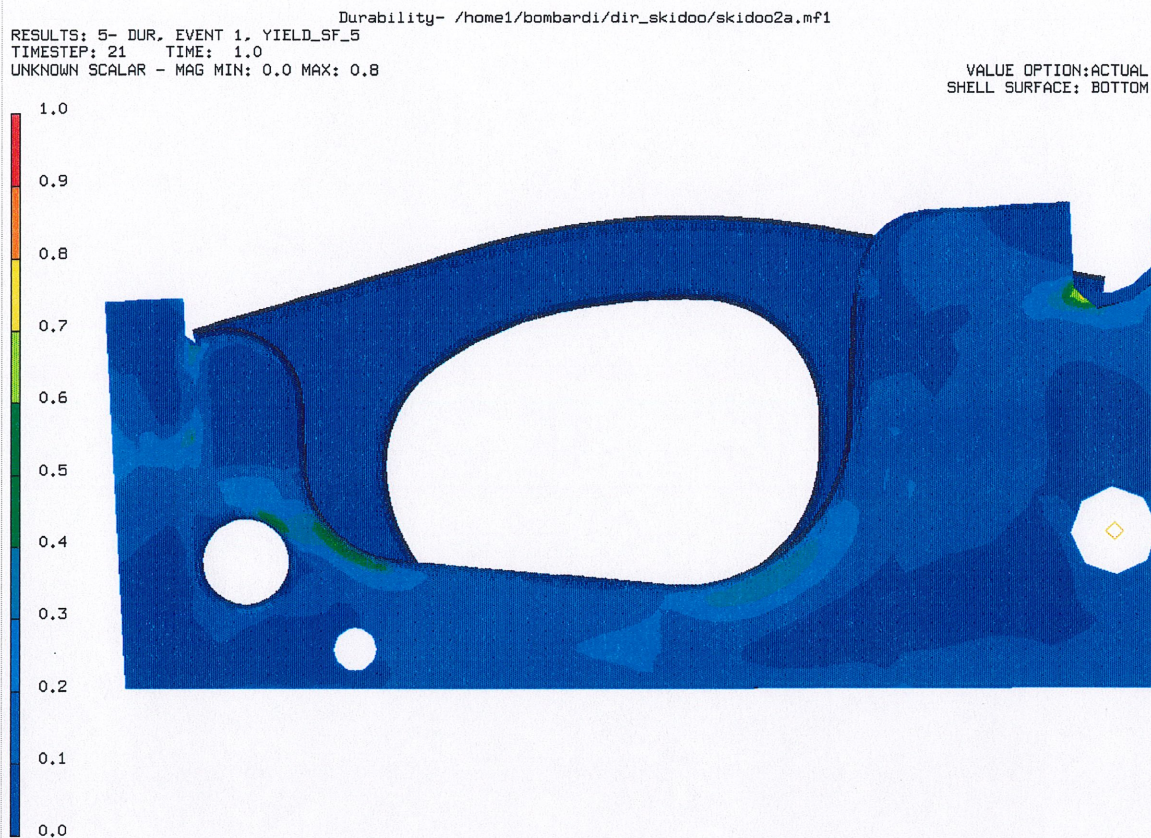


FIGURE 39: Régions critiques du deuxième modèle EF sous la force en B

En comparant les régions correspondantes avec celles du premier modèle (figures 34 et 36), on remarque que toutes celles prédites dans le premier modèle apparaissent dans le second. La seule région qui semble moins critique que dans le premier modèle est celle du dégagement droit de l'arbre de renvoi (figure 40). En fait, ce n'est pas le cas. Il suffit de faire afficher les résultats sur la face supérieure (*top*) des éléments pour voir apparaître le haut niveau de contraintes de cette région (figure 41). Dans ce modèle, la surface supérieure correspond à la surface extérieure de la paroi. Sur les figures 40 et 41, il est à noter le haut niveau de contraintes (rapport maximal ≥ 1) très localisé à proximité de l'ouverture. Cet endroit est en fait un noeud du maillage et correspond à un des trois points d'attache du carter modélisé par des barres rigides. Cette région

Durability- /home1/bombardi/dir_skidoo/skidoo2a.mf1
RESULTS: 6- DUR, EVENT 2, YIELD_SF_6
TIMESTEP: 21 TIME: 1.0
UNKNOWN SCALAR - MAG MIN: 0.0 MAX: 1.2

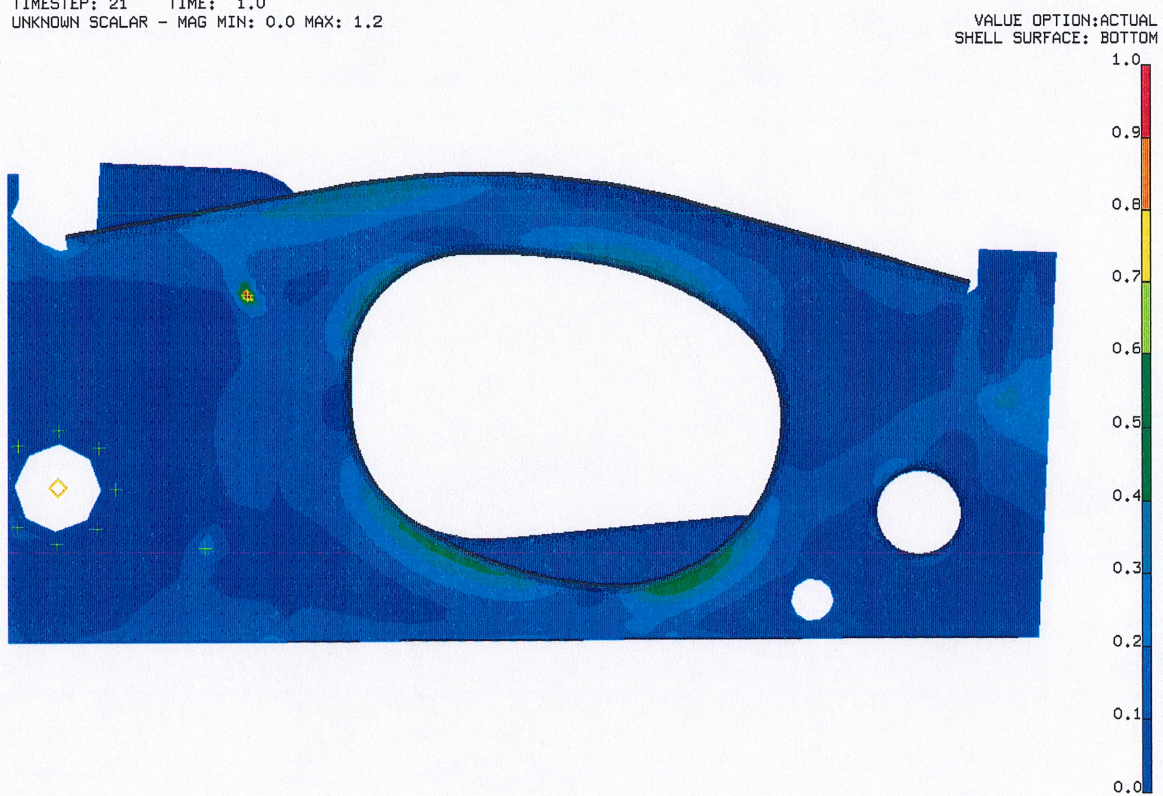


FIGURE 40: Régions critiques du deuxième modèle EF sous la force en A

Durability- /home1/bombardi/dir_skidoo/skidoo2a.mf1
RESULTS: 6- DUR, EVENT 2, YIELD_SF_6
TIMESTEP: 21 TIME: 1.0
UNKNOWN SCALAR - MAG MIN: 0.0 MAX: 1.0

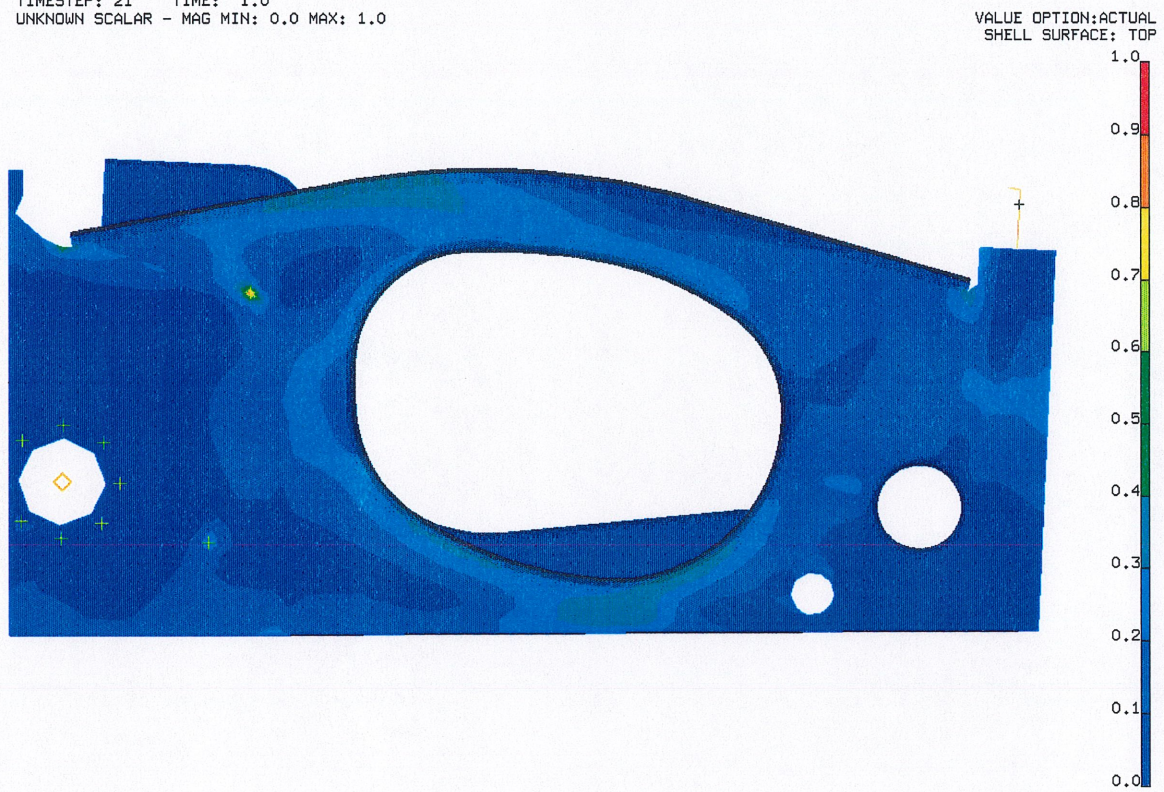


FIGURE 41: Régions critiques du deuxième modèle EF sous la force en A (*top*)

n'est pas inquiétante. Elle est seulement due à la façon très ponctuelle de modéliser le point d'attache. De plus, le type d'affichage joue pour beaucoup. Sur ces figures, les résultats sont présentés en mode «Contour». Dans ce mode, la distribution des couleurs se fait à l'aide des données aux noeuds des éléments. Dans ce cas, la valeur des contraintes à un noeud est tout simplement la moyenne des contraintes au centre des éléments qui sont connectés à ce noeud. Par conséquent, si l'affichage avait été fait en mode «Element» où les contraintes utilisées sont celles au centre des éléments, cette région ponctuelle ne serait pas apparue.

Les tableaux 13 et 14 présentent les rapports maximaux des régions critiques pertinentes observées sur les figures précédentes. Les résultats du premier modèle ap-

Région (côté gauche)	Rapport maximal de contraintes	
	Deuxième modèle	Premier modèle
<i>Flange</i> avant de l'ouverture	0.55	0.43
<i>Flange</i> arrière de l'ouverture	0.47	0.41
<i>Flange</i> du trou avant	0.53	0.47

TABLEAU 13: Rapports maximaux de contraintes dans les régions critiques de la tôle d'aluminium 5052-H36 du côté gauche (force en B)

Région (côté droit)	Rapport maximal de contraintes	
	Deuxième modèle	Premier modèle
Dégagement de l'arbre de renvoi	0.42	0.37
<i>Flange</i> avant de l'ouverture	0.52	0.40

TABLEAU 14: Rapports maximaux de contraintes dans les régions critiques de la tôle d'aluminium 5052-H36 du côté droit (force en A)

paraissent aussi dans les deux tableaux afin de les comparer avec ceux du nouveau modèle. Dans tous les cas, la réduction de la taille des éléments a eu pour effet d'augmenter le niveau de contraintes. Ce qui était à prévoir. Toutefois, dans aucun cas, le rapport maximal n'est près ou supérieur à 1. La région la plus critique survient lorsque

la force est appliquée en B. Cette région est le *flange* avant de l'ouverture gauche avec un rapport maximal de 0.55. Par rapport au premier modèle, le niveau de contraintes à augmenter de 30% dans cette région. La même augmentation est à noter dans le *flange* avant de l'ouverture droit lorsque la force est en A. Ce qui est intéressant avec ces deux régions, c'est que dans la première la taille des éléments est d'environ 3mm tandis que dans la seconde, de 6mm. Par conséquent, même avec des éléments deux fois plus petits, le niveau de contraintes est sensiblement le même. Pourtant, la seule des deux régions qui a présenté de la fissuration lors des essais physiques est celle du *flange* avant de l'ouverture gauche. Le *flange* du trou avant du côté gauche possède lui aussi un rapport maximal pratiquement équivalent aux deux autres et des éléments d'environ 3mm de longueur. Mais aucune fissure n'a été observée expérimentalement. Il est aussi important de noter la faible augmentation du rapport maximal pour le *flange* arrière de l'ouverture gauche et le dégagement droit de l'arbre de renvoi. Bien que la première région semblait critique dans le premier modèle, il apparaît ici que ce n'est plus le cas. Ce résultat exprime bien la réalité, puisqu'aucune fissure n'est apparue à cet endroit. Par contre, pour le dégagement droit de l'arbre de renvoi, ce n'est pas le cas. Toutefois, ce résultat était à prévoir, car les éléments dans cette région n'ont pas été réduits significativement. De plus, aucune modification concernant la modélisation de la discontinuité des soudures présentes n'a été réalisée. Pour bien modéliser cette région, ce type de modification est à prévoir. Cette amélioration sera faite uniquement sur le dernier modèle qui servira à faire l'analyse en fatigue.

À partir de toutes ces analyses, il apparaît évident que les niveaux de contraintes peu élevés des régions critiques ne sont pas dus à l'effet de la taille des éléments. Le plus bel exemple est le cas du *flange* avant de l'ouverture du côté gauche. Cette région possède des éléments de la taille d'une jauge de 1/8po., soit deux fois plus petite que celle des autres éléments, sans pour autant avoir un niveau de contraintes plus élevé que certaines régions. Pourtant, elle est la seule parmi ces dernières à présenter de la fissuration par fatigue lors des essais physiques. Face à cette réalité, la question qui demeure en suspend est de savoir si les problèmes de validation de la rigidité globale

ne serait pas la cause de ces niveaux de contraintes. Est-ce que l'augmentation des déplacements aura le même effet sur les contraintes ? Le prochain modèle permettra peut-être de répondre à ces questions en vérifiant la seconde hypothèse de la rigidité : la flexibilité des bases qui fixent le châssis n'est pas négligeable.

5.1.3 Troisième modèle éléments finis

Le troisième modèle EF a pour but de vérifier si la rigidité des bases qui fixent le châssis, influence le comportement global de celui-ci. Pour ce faire, les bases d'acier ont été modélisées par éléments finis et incluses au modèle EF précédent du châssis. La modélisation des bases est faite par l'entremise d'éléments de plaques et de poutres. La figure 42 présente ce troisième modèle.

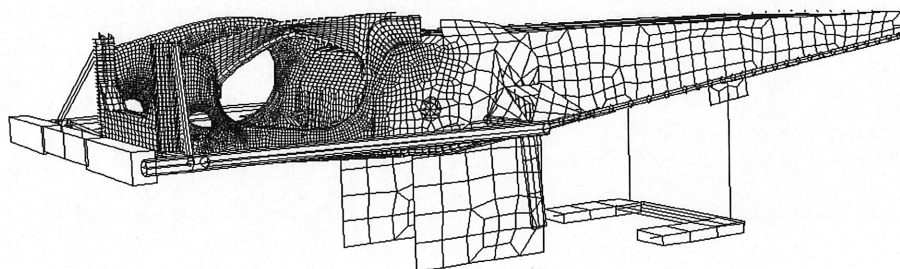


FIGURE 42: Troisième modèle EF de l'ensemble structural

Validation du modèle global

Les déplacements statiques adimensionnels pour ce troisième modèle sont présentés dans le tableau 15. Les erreurs correspondantes se trouvent dans le tableau 16. De plus, les erreurs obtenues avec le deuxième modèle y sont incluses. En observant les résultats obtenus avec ce troisième modèle, il est clair que la flexibilité des bases d'acier n'est pas négligeable. Les déplacements calculés se sont rapprochés de ceux mesurés. L'écart a diminué considérablement du côté où la force est appliquée. Par exemple, lorsque la force

Charge statique		Point C	Point D
Force en B	$+P_{max}$	0.304	0.712
	$-0.5P_{max}$	0.309	0.766
Force en A	$+P_{max}$	0.555	0.393
	$-0.5P_{max}$	0.548	0.414

TABLEAU 15: Déplacements statiques du troisième modèle EF

Charge statique		Troisième modèle		Deuxième modèle	
		Point C	Point D	Point C	Point D
Force en B	$+P_{max}$	69.6%	28.8%	72.2%	46.4%
	$-0.5P_{max}$	69.1%	23.4%	71.8%	42.3%
Force en A	$+P_{max}$	44.5%	60.7%	60.0%	62.9%
	$-0.5P_{max}$	45.2%	58.6%	60.5%	61.0%

TABLEAU 16: Erreur des déplacements statiques du troisième et deuxième modèle EF

est appliquée en B et vaut $-0.5P_{max}$, l'erreur au point D est passée de 42.3% à 23.4%. L'erreur a pratiquement été divisée par deux. Lorsque la force est en A, l'amélioration n'est pas aussi significative. Le meilleur cas survient pour $+P_{max}$ avec une erreur de 44.5% par rapport à 60% pour le modèle précédent. Par contre, pour les côtés opposés à l'application de la force, l'erreur a très peu diminué et est toujours aussi importante. Il est intéressant aussi de noter que, pour la force en A, l'écart entre l'erreur au point C et D a augmenté. Dans le cas des modèles précédents, cet écart était pratiquement négligeable. Face à ces résultats, il est certain que des flexibilités autres que celles des bases en acier, entrent en jeu. De plus, elles semblent être plutôt locales que globales.

Le tableau 17 présente les déplacements statiques des points d'attache du châssis engendrés par la flexibilité des bases. Ces déplacements sont dans la direction Z du système de coordonnées globales, soit la même que celle des déplacements utilisés pour la validation. Les résultats montrent que l'attache qui se déplace le plus, est la E. Ce résultat est parfaitement normal, car cette attache joue un peu le rôle du pivot d'un

Charge statique		Déplacement statique (Z) (mm)					
		Attache E		Attache F		Attache G	
		Droit	Gauche	Droit	Gauche	Droit	Gauche
Force en B	$+P_{max}$	0.013	0.263	-0.006	-0.015	-0.033	-0.138
	$-0.5P_{max}$	-0.007	-0.131	0.003	0.008	0.017	0.069
Force en A	$+P_{max}$	0.258	0.011	-0.017	-0.004	-0.136	-0.035
	$-0.5P_{max}$	-0.129	-0.006	0.009	0.002	0.068	0.018

TABLEAU 17: Déplacements statiques aux points d'attache du troisième modèle EF

balancier : la force en Z présente est la somme de la force appliquée et des forces de réaction des autres points d'attache. Elle est donc l'attache qui supporte le plus de charges. Étant donné qu'elle est l'attache la plus près des points C et D, elle est celle qui a le plus d'influence sur les déplacements de ces points. De plus, l'attache F ne peut pas vraiment influencer, car elle agit comme une rotule fixe où le déplacement est toujours nul. Il est aussi à noter que les déplacements sont toujours plus élevés du côté où la force est appliquée. Du côté inverse, ces déplacements sont négligeables ou même nulles. Ce dernier résultat s'apparente aux erreurs obtenues aux points C et D (voir tableau 16). Du côté de l'application de la force, les erreurs ont diminué considérablement. De l'autre, elles sont demeurées sensiblement les mêmes. Par conséquent, il apparaît évident que l'attache E joue un rôle primordial dans la validation du modèle. En fait, il semble que ses deux points d'attache manquent de flexibilité. D'après le tableau 16, le manque de flexibilité serait plus important du côté droit, car l'erreur est toujours assez élevée au point C, même lorsque la force est appliquée en A. L'hypothèse qui serait la plus plausible est qu'il y aurait des jeux dans le montage expérimental. Bien entendu, ces jeux ne peuvent être vus par le modèle EF.

L'observation des déplacements à l'attache E dans le tableau 17 permet de dire que les jeux doivent être de l'ordre du dixième de millimètre. En fait, lorsque la force est appliquée en B et vaut $-0.5P_{max}$, le déplacement de -0.131mm du côté gauche de cette attache a engendré une réduction de l'erreur au point D du troisième modèle de près de

45% (voir tableau 16). Il est facile de comprendre pourquoi. Le *bulk head* du châssis peut s'apparenter à une poutre en porte-à-faux soumise à une force verticale à son extrémité libre. Si un léger déplacement est permis à son attache, plus celui-ci est grand, plus le déplacement à l'extrémité libre sera grand dû à l'effet de bras de levier généré par la longueur de la poutre. Dans le cas du *bulk head*, la longueur du bras de levier n'est pas négligeable, soit environ 0.6m. Afin de valider l'hypothèse des jeux, des mesures de dimensionnement ont été faites sur les roulements qui relient l'arbre en acier de la base avant au carter (côté droit) et au boîtier du châssis (côté gauche). Les mesures ont révélé qu'il y avait un jeu radial entre le carter, le roulement et l'arbre d'environ 0.1mm. Du côté du boîtier, aucun jeu n'a été mesuré.

Afin de voir l'effet de ce jeu de 0.1mm, celui-ci a été imposé comme déplacement au côté droit de l'attache E du troisième modèle pour les cas où la force appliquée est positive et négative. Les déplacements correspondants à ces forces sont respectivement +0.1 et -0.1mm. Lors de l'application de chacun de ces déplacements sur le modèle, aucune force en A et B n'est appliquée. Les déplacements aux points C et D engendrés par ces déplacements ont été par la suite superposés à ceux obtenus précédemment lorsque la force statique était appliquée en B et A. Le tableau 18 présente les erreurs qui en résultent. Pour fin de comparaison, les erreurs du troisième modèle sans l'effet du jeu son aussi inscrites dans le tableau. Les résultats montrent que l'ajout du jeu de 0.1mm

Charge statique		Avec jeu		Sans jeu	
		Point C	Point D	Point C	Point D
Force en B	$+P_{max}$	48.4%	28.9%	69.6%	28.8%
	$-0.5P_{max}$	26.2%	23.5%	69.1%	23.4%
Force en A	$+P_{max}$	39.4%	60.9%	44.5%	60.7%
	$-0.5P_{max}$	35.0%	59.0%	45.2%	58.6%

TABLEAU 18: Erreur des déplacements statiques du troisième modèle EF incluant l'effet du jeu de 0.1mm au carter

au carter permet de diminuer considérablement les erreurs au point C. Les meilleurs

cas surviennent lorsque la force est appliquée en B. Dans le cas où elle vaut $-0.5P_{max}$, l'erreur au point C est réduite de plus de 60%. Pour la force en A, l'amélioration n'est pas aussi significative. L'apport le plus important se présente lorsque la force vaut $-0.5P_{max}$ avec une réduction de l'erreur d'environ 20%. En ce qui concerne le point D, les erreurs sont demeurées inchangées. Le jeu au carter influence donc uniquement les déplacements du point C. Ce jeu n'est toutefois pas suffisant pour éliminer complètement l'erreur au point C et encore moins celle en D. Par conséquent, il devient évident que d'autres paramètres moins locaux entrent en jeu. Ces paramètres peuvent être d'autres jeux à l'attache E ou du flambage au niveau du *bulk head*. De part son mode de fixation, il est fort possible que tout le système d'attache qui fixe l'arbre en acier à la base ait lui aussi des jeux. Ces jeux n'ont pas besoin d'être très grands. La sensibilité de l'attache E sur les déplacements des points C et D est tellement élevée que mêmes de très faibles jeux de l'ordre du dixième de millimètre dans le système d'attache pourraient faire toute la différence. Toutefois, ils sont extrêmement difficiles à évaluer. Quant au flambage, il pourrait très bien donner plus de flexibilité au *bulk head* et, par le fait même, augmenter les déplacements en C et D.

Pour vérifier l'hypothèse du flambage, le troisième modèle a été utilisé. Toutefois, une modification a été apportée. Cette modification est l'ajout des deux radiateurs qui sont situés sous la surface supérieure du tunnel. Pour réaliser l'analyse linéaire élastique, ils ont été omis de la modélisation étant donné leur faible influence structurale de part leur position sur le châssis. Le but de leur ajout est d'avoir le modèle le plus réaliste possible et d'éviter de voir apparaître des modes de flambage locaux sur la grande surface supérieure du tunnel. En fait, les essais physiques ont montré que cette surface bombait légèrement. Les deux radiateurs ont été modélisés avec des éléments de poutre. Cette modélisation est la façon la plus simple de considérer leur effet. Les éléments de poutre s'appliquent uniquement sur une ligne tandis que chacun des radiateurs réels couvrent une surface d'une largeur de 5po. La rigidité engendrée par les éléments de poutre est moindre que la rigidité réelle. Les résultats représentent donc des valeurs minimales. La force de référence est appliquée en B ainsi qu'en A et vaut $+P_{max}$. Le

premier mode ayant le facteur de flambage le plus faible survient lorsque la force est en B. Le facteur de flambage correspondant vaut -2.03. Ce qui veut dire que la force de flambage doit être deux fois plus élevée et de sens inverse à P_{max} . Le mode apparaît sur la paroi gauche du tunnel. Ce résultat révèle donc qu'il n'y a pas de flambage dans la structure sous les forces appliquées.

Face à toutes ces analyses, il apparaît donc que le problème de validation de la rigidité globale de la structure serait dû à des jeux dans le montage expérimental. Ces jeux seraient situés à l'attache E, car elle est celle qui influence le plus les déplacements des points C et D. Comme les modèles EF ne permettent pas de considérer ces jeux, les déplacements calculés ne peuvent être équivalents aux valeurs expérimentales utilisées pour la validation. En fait, les déplacements expérimentaux incluent l'effet des jeux du banc d'essai. Malgré tout, l'ordre de grandeur des déplacements calculés est satisfaisant. Avant d'approuver ce dernier modèle EF, il est important de vérifier si l'augmentation des déplacements à influencer les régions critiques et leur niveau de contraintes.

Détermination des régions critiques

Bien que la flexibilité des bases a diminué l'erreur des déplacements calculés, celle-ci n'a pas influencé les régions critiques et leur niveau de contraintes. En fait, elles sont les mêmes que celles du deuxième modèle EF (voir figures 39 et 40). De plus, le niveau des contraintes présent n'a pas changé. Par conséquent, le champ de contraintes des régions critiques est indépendant de la variation du déplacement global calculé aux points C et D. En fait, l'augmentation des déplacements n'est pas due à un changement dans la rigidité globale du châssis, mais dans la rigidité de ses points d'attaches. Comme il a été dit précédemment, le *bulk head* s'apparente au comportement d'une poutre en porte-en-faux. Même si le point d'attache de ce type de poutre présente de légères flexibilités, la distribution et le niveau du champ de contraintes le long de celle-ci demeureront inchangés. La seule façon de les modifier est de changer la géométrie de la section de la poutre. Comme la géométrie du *bulk head* n'a pas été modifiée, il est normal que les régions critiques et leur niveau de contraintes soient restés les mêmes. Même si le niveau

de ces contraintes n'est pas très élevé, on peut supposer qu'il est valide. L'analyse en fatigue permettra de déterminer sa validité.

Dans l'ensemble, ce dernier modèle EF semble bien représenter le comportement réel global du châssis et de son banc d'essai. Bien que les mesures expérimentales ne permettent pas de le valider avec exactitude, son niveau de déplacement est cohérent et dans des ordres de grandeur acceptable. La rigidité du châssis apparaît donc très acceptable. De plus, ses régions critiques qui peuvent être prédites par éléments finis s'apparentent à celles observées expérimentalement. Bien que ses niveaux de contraintes semblent faibles et soient identiques à ceux du deuxième modèle EF, seulement une analyse en fatigue pourra déterminer leur validité. Tous ces résultats permettent donc de conclure l'analyse structurale et d'entamer l'analyse en fatigue des régions critiques.

5.2 L'analyse en fatigue

L'analyse en fatigue est réalisée sur les régions critiques observées lors de l'analyse structurale et des essais physiques. Elle est divisée en deux sections : les régions critiques sans soudure et celles avec soudure. Dans le premier cas, les régions concernées sont toutes celles situées dans un *flange* où le niveau de contraintes s'est avéré élevé. De plus, la région du dégagement droit de l'arbre de renvoi y est incluse. Bien que deux cordons de soudure soient à proximité, la fissure observée ne situe pas dans le voisinage immédiat des cordons. Il est donc supposé que la fissure ne serait pas due aux effets de soudure. Dans le second cas, les deux seules régions analysées sont situées sur les joints soudés qui relient les supports verticaux aux parois du *bulk head* (figure 32).

Le deuxième modèle EF est utilisé pour l'analyse en fatigue. En plus d'être plus simple que le troisième modèle, il prédit les mêmes niveaux de contraintes dans les régions critiques. Toutefois, deux modifications ont été apportées. La première est la modélisation des cordons de soudure entre les supports verticaux et la tôle de la paroi du *bulk head* (figure 43). Les cordons sont modélisés à l'aide d'éléments rigides (barres noires). Bien entendu, cette façon de faire ne permet pas de considérer la rigidité et l'effet de concentration de contraintes due à la géométrie de la soudure. Toutefois, la

discontinuité du cordon est prise en compte. Ce paramètre est important, car les fissures observées s'initiaient dans cette région. La deuxième concerne la modélisation

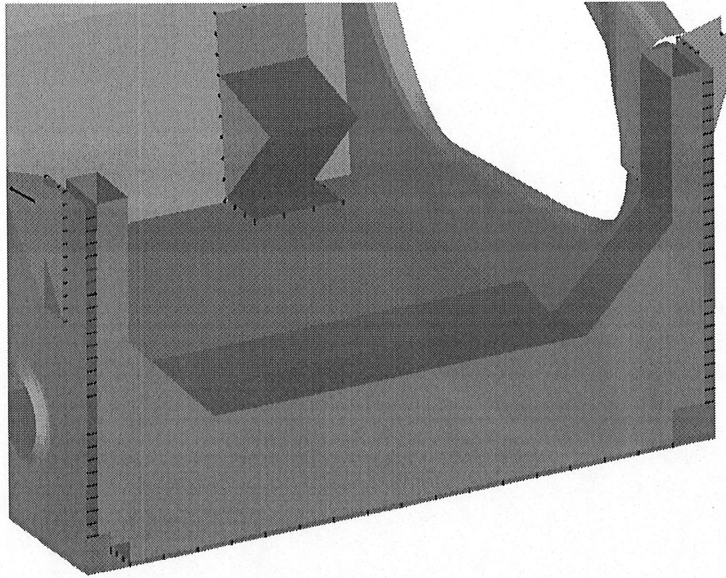
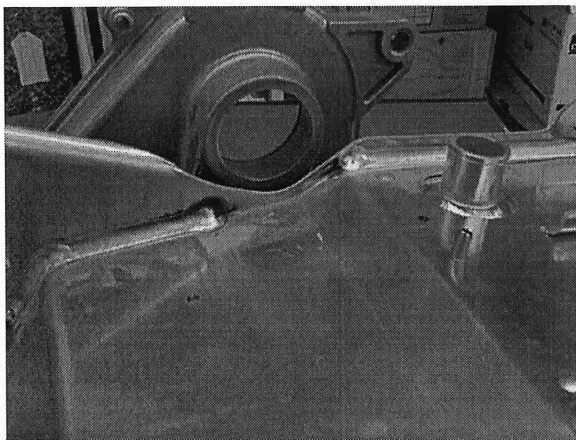
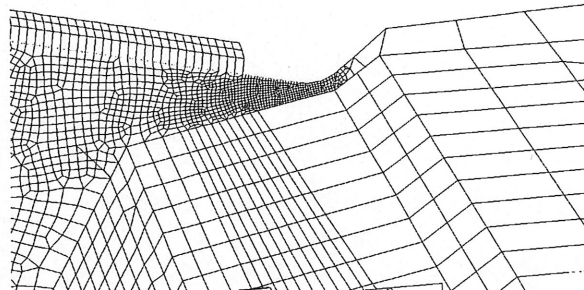


FIGURE 43: Modélisation des cordons de soudure entre les supports verticaux et la tôle des parois du *bulk head*

du dégagement droit de l'arbre de renvoi. Trois améliorations ont été apportées (voir figure 44). La première est la réduction de la taille des éléments dans le creux du dégagement où la fissure s'initie. Les éléments ont une longueur d'environ 2mm. La deuxième est la prise en compte de la discontinuité engendrée par les deux cordons de soudure. Comme le montre la figure 44(b), cette modélisation est réalisée en éliminant la connectivité des éléments situés dans la discontinuité. La troisième est tout simplement le raccourcissement du *flange*. Dans tous les autres modèles EF, ce dernier terminait directement dans le creux du dégagement. Toutefois, cette modélisation géométrique ne représente pas convenablement le *flange* réel et peut influencer le champ de contraintes dans le creux du dégagement. Malgré l'amélioration apportée, le nouveau modèle géométrique du *flange* n'est pas encore exactement identique à celui du châssis réel.



(a) Réel



(b) Modèle

FIGURE 44: Dégagement droit de l'arbre de renvoi

5.2.1 Régions critiques sans soudure

Flanging

Étant donné qu'aucune région critique ne possède un rapport de contraintes supérieur à 1, la méthode de la contrainte locale est utilisée. Les tableaux 19 et 20 présentent, respectivement, la vie en fatigue des régions critiques lorsque la force est appliquée en B et A. La durée de vie est exprimée en terme de cycles. L'observation de ces résultats permet de constater que les vies en fatigue prédites par le modèle sont trop élevées. Bien que la région la plus critique soit bel et bien le *flange* avant de l'ouverture gauche, sa vie en fatigue est nettement supérieure à celle mesurée expérimentalement, quelque soit le critère. En comparant cette vie avec celles de certaines autres régions, l'écart n'est pas assez significatif pour dire que la fissuration se produira uniquement à cet endroit. Le paramètre clé à considérer est le niveau de contraintes. En fait, le niveau de contraintes est trop faible. Toutefois, étant donné la faible taille des éléments de certaines régions, il est difficile de mettre en cause le niveau de précision des maillages d'éléments finis. La réponse se tourne plutôt du côté du *flanging*.

Tous les *flanges* des régions critiques proviennent d'une opération de *stretch flanging*.

Force en B				
Région (côté gauche)	Rapport maximal de contraintes	Vie en fatigue (cycles)		Expérimental (cycles)
		Goodman	Morrow	
<i>Flange</i> avant de l'ouverture	0.55	2.0E7	1.9E7	10 ⁵ -10 ⁶
<i>Flange</i> arrière de l'ouverture	0.47	9.1E9	4.8E9	aucune fissure
<i>Flange</i> du trou avant	0.53	4.0E7	3.2E7	aucune fissure

TABLEAU 19: Vie en fatigue des régions critiques de la tôle d'aluminium 5052-H36 du côté gauche (force en B)

Force en A				
Région (côté droit)	Rapport maximal de contraintes	Vie en fatigue (cycles)		Expérimental (cycles)
		Goodman	Morrow	
Flange avant de l'ouverture	0.52	4.5E7	3.3E7	aucune fissure

TABLEAU 20: Vie en fatigue de la région critique de la tôle d'aluminium 5052-H36 du côté droit (force en A)

Dans ce cas, au lieu que le pliage soit fait le long d'une ligne droite (*straight flanging* ou *bending*), celui-ci est effectué en suivant un rayon de courbure concave (figure 45). Cette opération a pour effet d'engendrer une déformation supplémentaire en tension le

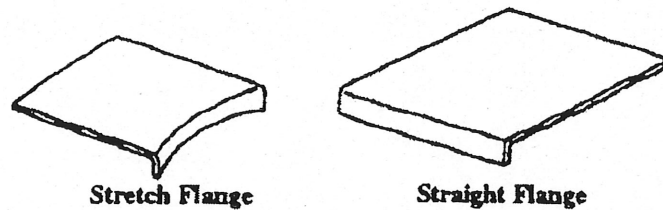


FIGURE 45: *Flanging* [75]

long de la circonférence du *flange*. Le niveau de tension augmente du rayon de courbure R_0 jusqu'à l'extrémité libre du *flange* (R_2) où il est maximal (figure 46). Dépendant des différents paramètres géométriques ($R_0, r_d, R_1, R_2, \alpha$), ce niveau de tension peut devenir très important au point de déchirer l'extrémité libre. La distribution des contraintes résiduelles qui en résulte, n'est plus uniquement au niveau de l'épaisseur comme dans le cas du *straight flanging* (figure 47), mais devient tridimensionnelle. Entre autres, des contraintes résiduelles le long de la circonférence du *flange* apparaissent. Étant donné que la distribution des contraintes appliquées sur la circonférence s'apparente à celle de la demi-épaisseur de la figure 47 (ligne pointillée où la contrainte est positive), on peut poser comme hypothèse que les contraintes résiduelles correspondantes seraient en tension à la base du rayon de courbure et en compression à l'extrémité libre du *flange*. Malgré de nombreuses recherches bibliographiques, aucune référence n'a permis de valider cette hypothèse. Toutefois, elle est conservée pour le reste de l'analyse.

Dans le cas du *flange* avant de l'ouverture gauche du *bulk head* (figure 48), le modèle prédit que le chargement critique, situé non loin du rayon de courbure, est pratiquement unidimensionnel et suit la circonférence du *flange*. Cette observation permet d'expliquer la direction de la fissure observée à cet endroit. Toutefois, pour que la vie en fatigue prédite corresponde à celle mesurée, il faut nécessairement que les contraintes résiduelles prédominantes soient dans cette direction et en tension. Cette dernière déduction vient

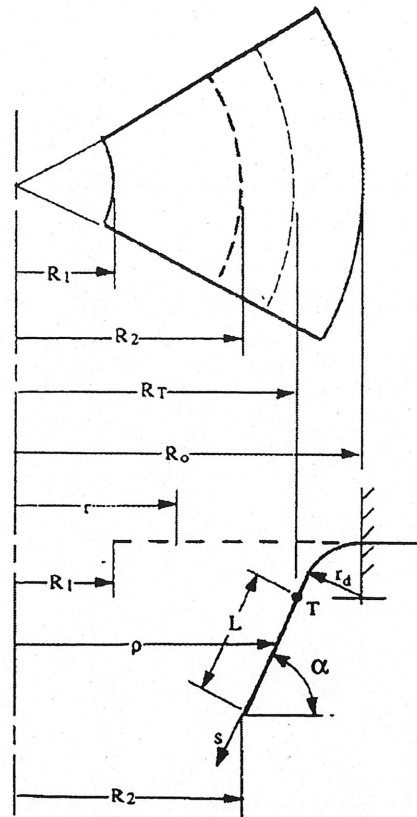


FIGURE 46: Variables correspondantes au *stretch flanging* [75]

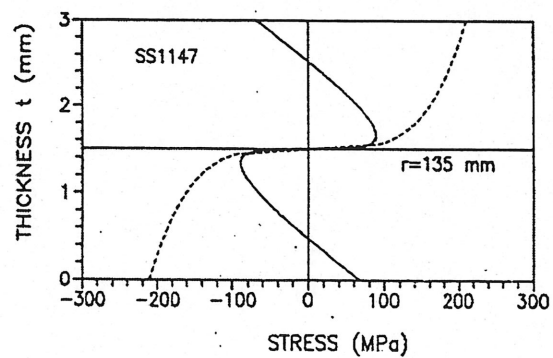


FIGURE 47: Exemple de distribution des contraintes résiduelles (ligne pleine) suivant l'épaisseur d'une tôle suite à une opération de *bending* [69]

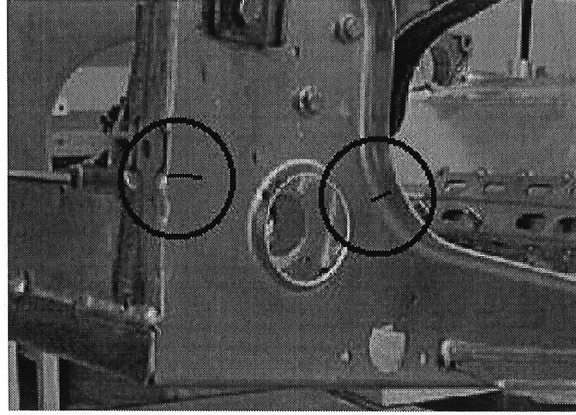


FIGURE 48: Fissurations observées sur la paroi gauche du *bulk head*

donc appuyer l'hypothèse précédente. Le niveau de ces contraintes peut être estimé en utilisant l'équation de Morrow. Les contraintes résiduelles σ_{rs} peuvent être vues comme des contraintes moyennes qui demeurent constantes durant tout le chargement appliqué. Dans ce cas, l'équation de Morrow devient

$$\sigma_{a,q} = (\sigma'_f - (\sigma_{m,q} + \sigma_{rs}))(2N_f)^b \quad (24)$$

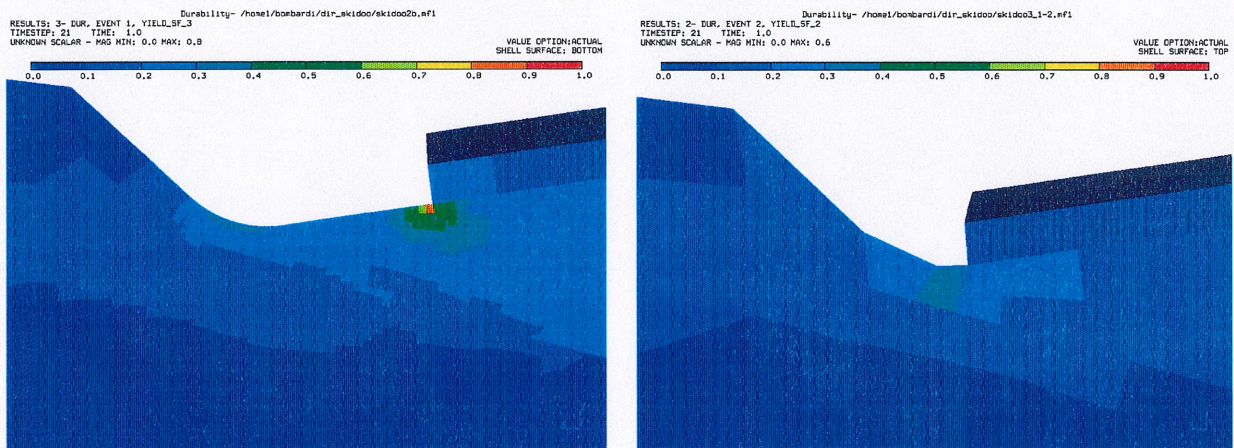
En utilisant l'approche de Sines modifiée et les contraintes au centre de l'élément critique de cette région, on trouve que $\sigma_{a,q}$ et $\sigma_{m,q}$ valent, respectivement, 98.8MPa et 39.3MPa. En remplaçant ces données dans l'équation 24 ainsi que les vies mesurées expérimentalement, il ressort que la contraintes résiduelle à cet endroit se situerait, environ, entre 70MPa et 100MPa. Cet ordre de grandeur est raisonnable. En fait, si la même tôle subirait une opération de *straight flanging* avec le même rayon de pliage, les contraintes résiduelles distribuées sur l'épaisseur seraient, en surface, de l'ordre du 100MPa.

Face à cette analyse, il ressort que le paramètre clé est les contraintes résiduelles dues à une opération de *stretch flanging*. En fait, ce sont elles qui permettent d'expliquer que seulement une des régions critiques ait fissuré lors des essais physiques. Pour que l'analyse soit plus précise, il faudrait arriver à les évaluer convenablement soit par une approche analytique, numérique ou expérimentale. Dans le cadre de ce projet de recherche, seulement l'approche analytique a été examinée en profondeur. Toutefois,

aucune formulation mathématique sur le sujet n'a été trouvée. Malgré tout, toute cette analyse a permis de soulever le fait que les contraintes résiduelles dans ces régions ne sont pas nécessairement négligeables et méritent d'être considérées lors de la conception et d'une analyse en fatigue.

Dégagement droit de l'arbre de renvoi

Pour la région du dégagement droit de l'arbre de renvoi, l'analyse en fatigue n'a pu être réalisée. En observant la distribution du rapport de contraintes de la figure 49(a), on remarque que l'endroit critique prédit par le modèle n'est pas dans le creux du dégagement, mais à la jonction entre le début du *flange* et la paroi verticale. Pourtant, la fissure observée expérimentalement se trouvait dans le creux. Cette observation per-



(a) Nouveau modèle

(b) Anciens modèles

FIGURE 49: Distribution du rapport de contraintes au dégagement droit de l'arbre de renvoi

met de dire que le haut niveau de contraintes prédit dans les modèles EF précédents (figure 49(b)) était dû à cette jonction. En fait, le problème provient de la modélisation géométrique de cette dernière. Sur le châssis réel (figure 44(a)), la transition entre la fin du *flange* et la paroi verticale se fait d'une façon beaucoup moins discontinue. Par conséquent, le haut niveau de contraintes prédit est beaucoup trop élevé et n'est pas

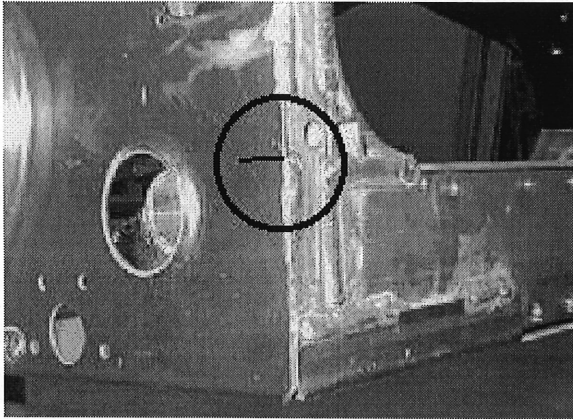
représentatif de la réalité. Pour ce qui est du niveau de contraintes prédit dans le creux, il est très faible. Le rapport maximal de contraintes est seulement 0.34. Avec un rapport aussi bas et en utilisant la méthode de la contrainte locale, il est impossible que la vie prédite soit équivalente à celle mesurée, soit environ $2E10^5$ cycles. Il est difficile de mettre en cause la taille des éléments, car leur longueur est d'environ 2mm. La raison la plus plausible qui peut expliquer la fissuration en ce lieu, est la présence de contraintes résiduelles. Ces contraintes proviendraient des soudures à proximité. L'hypothèse que l'effet de ces soudures soit négligeable, serait donc fausse. Dans ce cas, l'analyse en fatigue ne peut se faire qu'avec la méthode S-N, car pour utiliser la contrainte locale, il faudrait réussir à évaluer la grandeur des contraintes résiduelles présentes. Toutefois, aucun joint «équivalent» des références concernées [1, 10] ne permet d'évaluer la vie en fatigue de cette région.

L'analyse de cette région permet donc de réaliser l'importance d'une bonne modélisation géométrique de la structure réelle, surtout dans les régions critiques de celle-ci. De plus, l'effet des contraintes résiduelles s'est avéré, encore une fois, un facteur important dans l'évaluation en fatigue. Finalement, la disposition particulière de cet assemblage soudé fait ressortir une des limitations de la méthode S-N pour l'analyse en fatigue des joints soudés.

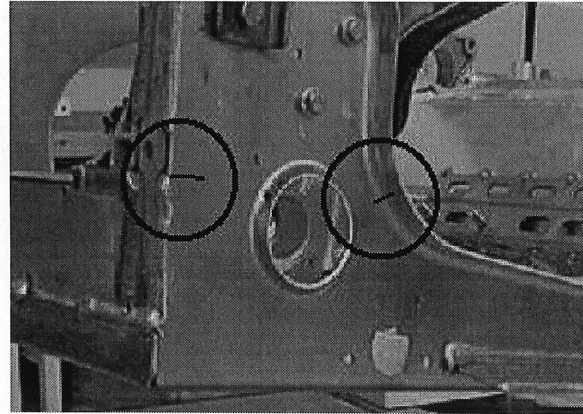
5.2.2 Régions critiques avec soudure

Les deux régions soudées qui sont analysées dans cette section, sont montrées sur les figures 50(a) et (b). D'après la direction des fissures observées, il a été supposé précédemment que la contrainte principale maximale au lieu de fissuration était parallèle aux cordons de soudure. Les résultats obtenus avec le modèle EF ont permis de confirmer cette supposition. En fait, la direction de cette contrainte est la même sur presque toute la surface de contact de la paroi verticale du *bulk head*. De plus, le chargement présent est majoritairement uniaxial.

Le tableau 21 présente les vies en fatigue prédites des deux régions soudées. Les vies sont en terme de cycles. Ces résultats montrent que les vies prédites ne correspondent



(a) Côté droit



(b) Côté gauche

FIGURE 50: Fissures dans la tôle d'aluminium 5052-H36 à l'avant du *bulk head*

Côté	Force	$\Delta\sigma_n$	Vie en fatigue (cycles)		
			AA	BSI	Expérimental
Gauche	B	60MPa	2.3E4	4.6E4	2.4E5
Droit	A	60MPa	2.3E4	4.6E4	3.9E5

TABLEAU 21: Vie en fatigue des deux joints soudés situés à l'avant du *bulk head*

pas tout à fait à celles obtenues lors des essais physiques. Toutefois, les deux références utilisées pour l'analyse donnent des valeurs similaires. Cette similitude montre que la classe des joints «équivalents» qui ont servi pour l'analyse, correspond bien à l'application présente. Il n'est pas toujours facile de trouver la bonne classe, car les joints analysés sont rarement identiques à ceux illustrés. Cette différence peut être une des raisons qui explique l'écart entre les vies prédites et celles mesurées. De plus, les joints soudés des références précédentes correspondent davantage à ceux utilisés dans les applications du génie civil. En fait, les joints sont généralement constitués de plaques ou de membrures assez imposantes. Dans le cas du joint soudé étudié ici, les pièces qui le composent, sont une tôle de 2.58mm et une barre rectangulaire 24 x 40mm. Il est donc possible que cette différence géométrique influence considérablement les résultats. Il ne va pas sans dire aussi que les courbes S-N de l'Aluminum Association et de la British Standards Institution correspondent à une probabilité de rupture de 2.3%. Par conséquent, les vies calculées ne sont pas des valeurs moyennes. Elles représentent plutôt des vies minimales. Toutefois, même en supposant que les vies mesurées expérimentalement soient des valeurs moyennes, il est impossible de vérifier si l'écart entre ces vies et celles calculées peut être aussi considérable. Bien que la méthode S-N engendre une grande variabilité dans les résultats obtenus, il n'est pas sûr que cette variabilité soit aussi importante.

Un autre paramètre qui peut expliquer la différence dans les résultats obtenus est la contrainte nominale utilisée pour l'analyse. Dans le cas de structures ayant une géométrie et un chargement complexes, l'évaluation de cette contrainte nominale n'est jamais très simple. La difficulté provient surtout du lieu d'évaluation. En fait, cette contrainte doit être exempte de tout effet de concentration de contraintes. Les résultats précédents ont été obtenus en utilisant la contrainte principale maximale au lieu d'initiation de fissure. De part le modèle EF, cette contrainte ne peut inclure l'effet de concentration de contraintes due à la géométrie du cordon de soudure, car les cordons ont été modélisés à l'aide de barres rigides. Toutefois, il est fort possible que l'effet de discontinuité qui est considéré, est joué comme facteur de concentration de contraintes. Afin qu'elle soit moins locale et s'apparente mieux à la définition de la contrainte no-

minale, la nouvelle contrainte utilisée est la moyenne de la distribution de la contrainte principale maximale de toute la surface de contact. Le tableau 22 présente les vies en fatigue obtenues avec cette contrainte. L'observation de ces résultats montre une

Côté	Force	$\Delta\sigma_n$	Vie en fatigue (cycles)		
			AA	BSI	Expérimental
Gauche	B	40MPa	9.2E4	1.5E5	2.4E5
Droit	A	40MPa	9.2E4	1.5E5	3.9E5

TABLEAU 22: Vie en fatigue des deux joints soudés situés à l'avant du *bulk head* (nouvelle analyse)

net amélioration des vies calculées. Les vies obtenues avec le code du BSI sont celles qui s'apparentent le mieux aux mesures expérimentales, surtout pour le joint du côté gauche. La nouvelle contrainte serait donc une meilleure représentation de la contrainte nominale appliquée sur le joint soudé. Toutefois, d'une façon comme de l'autre, aucune des deux approches n'a su différencier la vie en fatigue du côté gauche et droit, comme le montre les mesures expérimentales. Contrairement à la méthode S-N, les mesures expérimentales permettent de discerner qu'aucun joint soudé n'est parfaitement identique. En fait, chaque soudure est unique en terme de sa forme et de ses propriétés.

L'analyse avec la méthode S-N de ces deux joints soudés a donc permis de prendre conscience du niveau d'incertitude que cette méthode peut engendrer. En fait, les joints soudés standardisés d'un code ou d'un manuel de spécifications structurales sont rarement identiques à ceux de l'application analysée. De plus, l'évaluation de la contrainte nominale peut poser problème dans le cas de structures ayant une géométrie et un chargement complexes. Il est important que la contrainte nominale demeure un paramètre global et non local. Toutefois, lors de la conception d'un joint soudé, l'utilisation de la contrainte au lieu potentiel de fissuration comme contrainte nominale permettrait d'assurer une conception plus conservative.

CONCLUSION

L'analyse structurale a démontré que la rigidité globale des modèles EF du châssis était représentative de la structure réelle. En fait, les problèmes de validation rencontrés n'étaient pas dus à la rigidité du châssis, mais à celle des points d'attache. Premièrement, il s'est avéré que la flexibilité des bases de support du banc d'essai influençait grandement les déplacements aux points de mesure. Et deuxièmement, les résultats ont montré que le montage expérimental possédait des jeux. Ces jeux seraient surtout situés à l'attache de l'arbre en acier, car le mouvement du *bulk head* s'est avéré très sensible à celle-ci. Bien que ces jeux soient de l'ordre du dixième de millimètre, le grand bras de levier du *bulk head* a pour effet de les amplifier considérablement aux points de mesures. Comme les modèles EF ne peuvent considérer ces jeux, les déplacements calculés aux points de mesure n'ont jamais pu être identiques aux données expérimentales. Malgré cette discordance des déplacements, les régions critiques et leur niveau de contraintes se sont avérés indépendants de ce problème. C'est qu'en fait, le *bulk head* du châssis s'apparente à une poutre en porte-en-faux soumise à une force verticale à son extrémité libre. Même si le point de fixation de la poutre possède un très faible jeu, la distribution des contraintes le long de celle-ci demeure la même à moins que la géométrie de sa section change.

Pour sa part, l'analyse en fatigue a démontré que le niveau de contraintes des régions critiques sans soudure était trop faible pour que les durées de vie prédite par le modèle EF soient les mêmes que celles observées lors des essais physiques. Le paramètre qui se cache derrière cette différence, est l'effet des contraintes résiduelles. Quelles soient dues à une opération de *stretch flanging* ou de soudure, ces contraintes ne peuvent être considérées par les modèles EF lors d'une analyse statique linéaire élastique. Toutefois, leur effet peut souvent être non négligeable. Dans le cas du *stretch flanging*, les contraintes résiduelles qui semblent importantes à déterminer et à minimiser, sont celles qui suivent la direction de la circonférence du *flange*. Pour les joints soudés, l'analyse avec la méthode S-N a permis de prendre conscience du niveau d'incertitude engendré par le joint «équivalent» et la contrainte nominale utilisés. Bien que cette contrainte

ne soit pas simple à déterminer sur les structures ayant une géométrie et un chargement complexes, il est important que son évaluation soit basée sur une approche globale plutôt que locale. Toutefois, la dernière approche permettrait d'assurer une conception plus conservative.

Dans l'ensemble, ce projet de recherche a permis de démontrer l'application directe et le potentiel de l'approche moderne de conception et d'analyse de durabilité. Bien que les valeurs des résultats ont toujours été différentes de celles obtenues expérimentalement, il n'en demeure pas moins qu'elles ont été justifiées et que leur ordre de grandeur s'est avéré acceptable. Il est important de mentionner que la précision des résultats de ce type d'analyse dépend de plusieurs paramètres. Ces paramètres sont les propriétés des matériaux utilisées, la modélisation géométrique et par éléments finis de la structure, le code d'éléments finis et la modélisation des conditions frontières appliquées. De plus, pour l'analyse en fatigue, l'évaluation des contraintes nominales ou locales, le paramètre du dommage ainsi que le critère ou la courbe de fatigue peuvent aussi jouer grandement sur l'exactitude des résultats. Chacun de ses paramètres engendre, en fait, une variabilité par les hypothèses simplificatrices qui lui sont associées. Par conséquent, tout ce processus d'analyse fait en sorte que les vies en fatigue prédites possèdent une variabilité totale qui n'est pas négligeable. Cette variabilité peut même être amplifiée lorsque des facteurs externes tels que les contraintes résiduelles, viennent interagir. En fatigue, il est donc très rare d'avoir une exactitude entre les prédictions et l'expérimentation. L'erreur est souvent très importante.

Perspectives de recherche

Étant donné qu'une idée en engendre une autre, il va de soit que des nouvelles perspectives de recherche pourraient donner suite à ce projet. Tout d'abord, si d'autres analyses en fatigue plus poussées sur l'aluminium 5052-H36 sont à prévoir, il serait intéressant de connaître les vrais propriétés cycliques en fatigue de ce matériau. De plus, comme il s'est avéré que les contraintes résiduelles dues à une opération de *stretch flanging* pouvaient être non négligeables, une évaluation de celles-ci serait à considérer. Cette

évaluation pourrait se faire à l'aide de logiciels d'éléments finis spécialisés comme PAM-STAMP de ESI ou par des méthodes expérimentales. Finalement, plutôt que d'utiliser un chargement à amplitude constante, une autre analyse de durabilité pourrait être réalisée avec un spectre plus représentatif des charges rencontrées lors de l'utilisation d'une motoneige.

Bibliographie

- [1] The Aluminum Association, Washington, D.C. (1994) *Aluminum Design Manual*.
- [2] ASM International (1990) *ASM Handbook Volume 2 Properties and Selection : Nonferrous Alloys and Special-Purpose Materials*, 10th edn.
- [3] BAEK, W. K., STEPHENS, R. I. (1992) *Fatigue Life Prediction and Experimental Verification for an Automotive Suspension Component Using Dynamic Simulation and Finite Element Analysis*, in M. R. Mitchell, R. W. Landgraf (eds.), *Advances in Fatigue Lifetime Predictive Techniques, ASTM STP 1122*, Philadelphia, American Society for Testing and Materials, p. 354–368.
- [4] BALLARD, P., DANG VAN, K., DEPERROIS, A., PAPADOPOULOS, Y. V. (1995) *High Cycle Fatigue and a Finite Element Analysis*, *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, vol. 18, n° 3, p. 397–411.
- [5] BANNANTINE, J. A. (1989) *A Variable Amplitude Multiaxial Fatigue Life Prediction Method*, Ph.D. thesis, University of Illinois at Urbana-Champaign.
- [6] BARKEY, M. E., SOCIE, D. F., HSIA, K. J. (1993) *A yield surface approach to the estimation of notch strains for proportional and non-proportional cyclic loading*, TAM Report No. 709, University of Illinois at Urbana-Champaign.
- [7] BASQUIN, O. H. (1910) *The Exponential Law of Endurance Tests*, in *Proceedings of the American Society for Testing Materials*. American Society for Testing and Materials (1910), vol. 10, p. 625–630.
- [8] BERKOVITS, A., KELLY, D. W., DI, S. (1998) *Considerations of the Effect of Residual Stresses on Fatigue of Welded Aluminium Alloy Structures*, *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, vol. 21, n° 2, p. 159–170.
- [9] BOURASSA, P., PAYRE, G., MARCOS, B., EZZERROUQI, B., REIHER, S. (1994) *Kinematics and Dynamics of Ski-Tracked Vehicles*, *International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, vol. 23, p. 34–46.
- [10] British Standards Institution (1991) *Structural Use of Aluminum, BS 8118, Part 1, Code of Practice for Design*.
- [11] BROWN, M. W., MILLER, K. J. (1973) *A Theory for Fatigue Failure under Multiaxial Stress-Strain Conditions*, *Proc. IMECHE*, vol. 187, p. 745–755.
- [12] BUTKUNAS, A. A. (1984) *Analysis of Vehicle Structures*, *International Journal of Vehicle Design*, vol. 5, n° 1/2, p. 3–25.
- [13] Canadian Standards Association (April 1992) *Canadian Standard CSA-S157-M, Section 11–Fatigue Resistance*, Draft Version.
- [14] CHU, C.-C. (1992) *Programming of a Multiaxial Stress-Strain model for Fatigue Analysis*, Technical Paper Series 920662, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.
- [15] COFFIN, L. F. (1954) *A Study of the Effects of Cyclic Thermal Stresses on a Ductile Metal*, *Trans. ASME*, vol. 76, p.931–950.

- [16] CONLE, F. A., MOUSSEAU, C. W. (May 1991) *Using vehicle dynamics simulations and finite-element results to generate fatigue life contours for chassis components*, International Journal of Fatigue, vol. 13, n° 3, p. 195–205.
- [17] CROSSLAND, B. (1956) *Effect of Large Hydrostatic Pressures on the Torsional Fatigue Strength of an Alloy Steel*, in *Proceedings International Conference of Fatigue of Metals*. Institution of Mechanical Engineers, London (1956), p. 138–149.
- [18] DITTMANN, K. J. (1991) *Ein Beitrag zur Festigkeitsberechnung und Lebensdauer Vorhersage für Bauteile aus Stahl unter mehrachsiger synchroner Beanspruchung*, Ph.D. thesis, TU Berlin.
- [19] DOWLING, N. E. (1987) *A Review of Fatigue Life Prediction Methods*, Technical Paper Series 871966, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.
- [20] ELLYIN, F. (1997) *Fatigue Damage, Crack Growth and Life Prediction*, Chapman & Hall, London, 469 p.
- [21] FATEMI, A., SOCIE, D. F. (1988) *A Critical Plane Approach to Multiaxial Fatigue Damage Including Out-of-Phase Loading*, Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, vol. 11, n° 3, p. 149–165.
- [22] FATEMI, A., STEPHENS, R. I. (1989) *Biaxial Fatigue of 1045 Steel under In-Phase and 90 Deg Out-of-Phase Loading Conditions*, in G. E. Leese, D. Socie (eds.), *Multiaxial Fatigue : Analysis and Experiments*, no. AE-14, Warrendale, PA, Society of Automotive Engineers, p. 121–137.
- [23] FINDLEY, W. N. (1957) *Fatigue of Metals under Combined Stresses*, Trans. ASME, vol. 79, p. 1337–1348.
- [24] FIRTH, N. (1994) *Case study of service-failed structure design revived by bus structural analysis*, Automotive Engineer (London), vol. 19, n° 5, p. 33–35.
- [25] FRICKE, W., MÜLLER-SCHMERL, A. (May 1998) *Uncertainty Modelling for Fatigue Strength Assessment of Welded Structures*, Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, vol. 120, n° 2, p. 97–102.
- [26] FRICKE, W., PETERSHAGEN, H. (1992) *Detail Design of Welded Ship Structures Based on Hot-Spot Stresses*, 5th International Conference on Practical Design of Ships and Mobile Units, Newcastle upon Tyne, U.K.
- [27] FUCHS, H. O., STEPHENS, R. I. (1980) *Metal Fatigue in Engineering*, John Wiley & Sons, New York, 318 p.
- [28] GARUD, Y. S. (April 1981) *A New Approach of the Evaluation of Fatigue under Multiaxial Loading*, Journal of Engineering Materials and Technology, vol. 103, p. 118–125.
- [29] GLINKA, G. (1985) *Calculation of Inelastic Notch-Tip Strain-Stress Histories under Cyclic Loading*, Engineering Fracture Mechanics, vol. 22, p. 839–854.
- [30] GOPALAKRISHNAN, R., AGRAWAL, H. N. (1993) *Durability Analysis of Full Automotive Body Structures*, Technical Paper Series 930568, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.

- [31] GURNEY, T. R. (1979) *Fatigue of Welded Structures*, Cambridge University Press, Cambridge.
- [32] HEYES, P., DAKIN, J., ST JOHN, C. (1995) *The Assessment and Use of Linear Static FE Stress Analyses for Durability Calculations*, Technical Paper Series 951101, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.
- [33] HEYES, P., MILSTEAD, M., DAKIN, J. (1994) *Multiaxial fatigue assessment of chassis components on the basis of FE models*, Automotive Engineer (London), vol. 19, n° 5, p. 36–39.
- [34] HOFFMANN, M., SEEGER, T. (1989) *Estimating Multiaxial Elastic-Plastic Notch Stresses and Strains in Combined Loading*, in M. W. Brown, K. J. Miller (eds.), *Biaxial and Multiaxial Fatigue, EGF3*, London, Mechanical Engineering Publications, p. 3–24.
- [35] HUANG, L., AGRAWAL, H., KURUDIYARA, P. (1998) *Dynamic Durability Analysis of Automotive Structures*, SAE Special Publications Advancements in Fatigue Research and Applications 980695, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.
- [36] IRVINE, N. M. (November 1982) *The Concept and Definition of Hot Spot Stress as Used in the Revised Guidance for Fatigue Assessment of Welded Tubular Joints*, 2nd International Conference on Offshore Welded Structures.
- [37] KLANN, D. A., TIPTON, S. M., CORDES, T. S. (1993) *Notch Stress and Strain Estimation Considering Multiaxial Constraint*, Technical Paper Series 930401, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.
- [38] KUO, E. Y., KELKAR, S. G. (July 1995) *Body-structure durability analysis*, Automotive Engineering, vol. 103, p. 73–77.
- [39] LANDGRAF, R. W. (1997) *Fatigue Technology in Ground Vehicle Design*, in J. H. Underwood, B. D. Macdonald, M. R. Mitchell (eds.), *Fatigue and Fracture Mechanics : 28th Volume, ASTM STP 1321*, Philadelphia, American Society for Testing and Materials, p. 327–341.
- [40] LANDGRAF, R. W., CONLE, F. A. (1990) *Vehicle Durability Analysis*, in *Concurrent Engineering of Mechanical Systems*, New York, American Society of Mechanical Engineers, vol. 22, p. 111–121.
- [41] LANDGRAF, R. W., THANGJITHAM, S., RIDDER, R. L. (1994) *Automotive Wheel Assembly : A Case Study in Durability Design*, in R. I. Stephens (ed.), *Case Studies for Fatigue Education, ASTM STP 1250*, Philadelphia, American Society for Testing and Materials, p. 5–22.
- [42] LEE, Y.-L., RAYMOND, M. N., VILLAIRE, M. A. (September 1995) *Durability Design Process of a Vehicle Suspension Component*, Journal of Testing and Evaluation, vol. 23, n° 5, p. 354–363.
- [43] LOHR, R. D., ELLISON, E. L. G. (1980) *A Simple Theory for Low Cycle Multiaxial Fatigue*, Fatigue of Engineering Materials and Structures, vol. 3, p. 1–17.
- [44] MADDOX, S. J. (1993) *Fatigue Assessment of Welded Structures, Welding in the World*, vol. 32, p. 33–42.

- [45] MANSON, S. S. (1954) *Behaviour of Materials under Conditions of Thermal Stress*, NACA TN-2933, National Advisory Committee for Aeronautics.
- [46] MATSUISHI, M., ENDO, T. (March 1968) *Fatigue of Metals Subjected to Varying Stress*, Tech. rep., Japan Society of Mechanical Engineers, Fukuoka, Japan.
- [47] MCDIARMID, D. L. (1974) *A New Analysis of Fatigue under Combined Bending and Twisting*, Aero. Journal, vol. 78, p. 325–329.
- [48] MCDIARMID, D. L. (December 1994) *A Shear Stress Based Critical-Plane Criterion of Multiaxial Fatigue Failure for Design and Life Prediction*, Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, vol. 17, n° 12, p. 1475–1484.
- [49] MENZEMER, C. C., FISHER, J. W. (1993) *Fatigue Design of Welded Aluminum Structures*, Transportation Research Record, , n° 1393, p. 79–88.
- [50] MINER, M. A. (1945) *Cumulative Damage in Fatigue*, Journal of Applied Mechanics, vol. 12, p. A159–A164.
- [51] MOLSKI, K., GLINKA, G. (1981) *A Method of Elastic-Plastic Stress and Strain Calculation at a Notch Root*, Materials Science and Engineering, vol. 50, p. 93–100.
- [52] MORROW, J. (1965) *Cyclic Plastic Strain Energy and Fatigue of Metals*, in *Internal Friction, Damping and Cyclic Plasticity*, ASTM STP 378, Philadelphia, PA, American Society for Testing and Materials, p. 45–84.
- [53] MOWBRAY, D. F. (January 1980) *A Hydrostatic Stress-Sensitive Relationship for Fatigue under Biaxial Stress Conditions*, Journal of Testing and Evaluation, vol. 8, n° 1, p. 3–8.
- [54] MRÓZ, Z. (May 1967) *On the Description of Anisotropic Workhardening*, Journal of Mechanics and Physics Solids, vol. 15, n° 3, p. 163–175.
- [55] National Bureau of Standards (1987) *Fatigue Data Workshop*.
- [56] NEUBER, H. (1961) *Theory of Stress Concentration for Shear Strained Prismatic Bodies with Arbitrary Non-Linear Stress-Strain Law*, Journal of Applied Mechanics, vol. 28, p. 544–551.
- [57] NOWACK, H., OTT, W., FOTH, J., PEEKEN, H., SEEGER, T. (1988) *Some Contributions to the Further Development of Low Cycle Fatigue Life Analysis Concepts for Notched Components under Variable Amplitude Loading*, in H. D. Solomon, G. R. Halford, L. R. Kaisand, B. N. Leis (eds.), *Low Cycle Fatigue*, ASTM STP 942, Philadelphia, American Society for Testing and Materials, p. 987–1006.
- [58] PALMGREN, A. (1924) *Die Lebensdauer von Kugellagern*, Z. Ver. Deutsch Ing., vol. 68, n° 14, p. 339–341.
- [59] PARTANEN, T., NIEMI, E. (1996) *Hot Spot Stress Approach to Fatigue Strength Analysis of Welded Components : Fatigue Test Data for Steel Plate Thicknesses up to 10mm*, Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, vol. 19, n° 6, p. 709–722.
- [60] SCHIERMEIER, J. E., HOUSNER, J. M., AMINPOUR, M. A., STROUD, W. J. (June 1996) *The Application of Interface Elements to Dissimilar Meshes in Global/Local Analysis*, MSC 1996 World Users' Conference Proceedings, vol. 3, Paper n° 27.

- [61] SEEGER, T., BESTE, A. (1977) *Zur Weiterentwicklung von Kerbbeanspruchungen im elastisch-plastischen Bereich*, Reihe 18, Nr. 2, VDI-Fortschrittsberichte, Düsseldorf.
- [62] SHARP, M. L., NORDMARK, G. E., MENZEMER, C. C. (1996) *Fatigue Design of Aluminum Components and Structures*, McGraw-Hill, New York, 353 p.
- [63] SINES, G. (1955) *Failure of Metals under Combined Repeated Stresses with Superimposed Static Stresses*, Tech. rep., NACA Technical Note 3495.
- [64] SINES, G. (1959) *Behavior of Metals under Complex Static and Alternating Stresses*, in G. Gines, J. L. Waisman (eds.), *Metal Fatigue*, New York, McGraw Hill, p. 145-169.
- [65] SMITH, K. N., WATSON, P., TOPPER, T. H. (December 1970) *A Stress-Strain Function for the Fatigue of Metals*, Journal of Materials, vol. 5, n° 4, p. 767-778.
- [66] SOCIE, D. F. (1989) *A Summary and Interpretation of the Society of Automotive Engineer's Biaxial Testing Program*, in G. E. Leese, D. Socie (eds.), *Multiaxial Fatigue : Analysis and Experiments*, no. AE-14, Warrendale, PA, Society of Automotive Engineers, p. 1-11.
- [67] Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA (1997) *SAE Fatigue Design Handbook*, third edn., AE-22.
- [68] STEPHENS, R. I., DOPKER, B., HAUG, E. J., BAEK, W. K., JOHNSON, L. P., LIU, T. S. (1987) *Computational Fatigue Life Prediction of Welded and Non-welded Ground Vehicle Components*, Technical Paper Series 871967, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.
- [69] TAN, Z., LI, W. B., PERSON, B. (1994) *On analysis and measurement of residual stresses in the bending of sheet metals*, International Journal of Mechanical Sciences, vol. 36, n° 5, p. 483-491.
- [70] TIPTON, S. M. (1985) *Fatigue Behavior under Multiaxial Loading in the Presence of a Notch : Methodologies for the Prediction of Life to Crack Initiation and Life Spent in Crack Propagation*, Ph.D. thesis, Stanford University, Stanford, California.
- [71] TIPTON, S. M., FASH, J. W. (1989) *Multiaxial Fatigue Life Predictions of the SAE Specimen Using Strain Based Approaches*, in G. E. Leese, D. Socie (eds.), *Multiaxial Fatigue : Analysis and Experiments*, no. AE-14, Warrendale, PA, Society of Automotive Engineers, p. 67-80.
- [72] TOPPER, T. H., LEIS, B. N., GOWDA, C. V. B. (1973) *Some Studies of the Influence of Localized and Grow Plasticity on the Monotonic and Cyclic Concentration Factors*, Journal of Testing and Evaluation, vol. 1, p. 341-348.
- [73] WANG, C. H., BROWN, M. W. (1993a) *Inelastic Deformation and Fatigue under Complex Loading*, in *Proceedings of the 12th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology* (1993a), vol. L, p. 159-170.
- [74] WANG, C. H., BROWN, M. W. (1993b) *A Path-Independent Parameter for Fatigue under Proportional and Non-Proportional Loading*, Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, vol. 16, p. 1285-1298.

- [75] WANG, C.-T., KINZEL, G., ALTAN, T. (1995) *Failure and wrinkling criteria and mathematical modeling of shrink and stretch flanging operations in sheet-metal forming*, Journal of Materials Processing Technology, vol. 53, p. 759–780.
- [76] WONG, W. A. (1984) *Monotonic and Cyclic Fatigue Properties of Automotive Aluminium Alloys*, Technical Paper Series 840120, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.
- [77] WYLDE, J. G. (1985) *The Application of Fatigue Design Rules to Complex Fabrications*, Technical Paper Series 850804, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.
- [78] YUNG, J.-Y., LAWRENCE JR., F. V. (1985) *Analytical and Graphical Aids for the Fatigue Design of Weldments*, Technical Paper Series 850803, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.